"十三五"普通高等教育本科规划教材



全国本科院校机械类创新型应用人才培养规划教材

工程机械设计

主编　陈海虹　唐绪文



教材预览、申请样书



微信公众号：pup6book



北京大学出版社
PEKING UNIVERSITY PRESS

“十三五”普通高等教育本科规划教材
全国本科院校机械类创新型应用人才培养规划教材

工程机械设计

主　编　陈海虹　唐绪文
参　编　曾光安　钱宏琦
主　审　王　健

北京大学出版社
PEKING UNIVERSITY PRESS

内 容 简 介

本书以常用土方机械为例，结合工程机械的应用现状和最新发展，较全面地介绍了工程机械主要总成的工作原理、相关设计理论、设计基本原则与方法等，力求突出系统性、实用性和先进性。

全书共分 9 章，内容包括工程机械绪论、工程机械总体设计、工程机械发动机、工程机械传动系设计、工程机械行走系与转向系设计、工程机械制动系设计、工作装置设计、工程机械人-机-环境系统设计和计算机技术在工程机械设计中的应用。

本书可作为高等院校机械设计制造及其自动化、机械工程专业的教材，也可作为高职高专相关专业的教材，还可供工程技术人员参考使用。

图书在版编目(CIP)数据

工程机械设计/陈海虹，唐绪文主编. —北京：北京大学出版社，2016.8
(全国本科院校机械类创新型应用人才培养规划教材)
ISBN 978-7-301-27334-0

Ⅰ. ①工… Ⅱ. ①陈… ②唐… Ⅲ. ①工程机械—机械设计—高等学校—教材 Ⅳ. ①TU602

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2016)第 181100 号

书　　名 工程机械设计
Gongcheng Jixie Sheji
著作责任者 陈海虹　唐绪文　主编
策划编辑 童君鑫
责任编辑 黄红珍
标准书号 ISBN 978-7-301-27334-0
出版发行 北京大学出版社
地　　址 北京市海淀区成府路 205 号　100871
网　　址 http://www.pup.cn　新浪微博：@北京大学出版社
电子信箱 pup_6@163.com
电　　话 邮购部 62752015　发行部 62750672　编辑部 62750667
印 刷 者
经 销 者 新华书店
787 毫米×1092 毫米　16 开本　22.25 印张　520 千字
2016 年 8 月第 1 版　2016 年 8 月第 1 次印刷
定　　价 49.00 元

序　　言

工程机械设计课程为机械工程类专业课程，现有的教材多限于工程机械单机种的设计或将工程机械构造与设计集于一本教材，针对工程机械各主要总成系统介绍其设计理论和方法的相对较少，这与当前我国工程机械领域快速发展、产品技术升级换代频繁、国内市场要求不断提高、国际竞争力日益增强的环境不相适应，难以满足当前工程机械的教学需要，也不能满足广大从业人员亟需具有较新设计理论与方法的专业参考书的需求。

本书以使用最广泛的土石方工程机械为典型，较全面地分析了工程机械主要总成的工作原理、相关设计理论、设计基本原则与方法，并根据生产实际需要介绍了工程机械的典型液压系统、现代设计方法在工程机械设计领域的应用等，反映了现代工程机械的先进技术和研究成果。尤其是本书能够以校企合作的方式进行编写，理论与实际应用紧密结合，使书中的内容更加符合生产实际，无论对在校生学习专业还是对工程技术人员提供参考都能起到很好的帮助，具有较强的实用性，同时体现了先进性。

根据课程的设置，本书在内容安排上主要针对工程机械设计相关内容，力求系统全面，而工程机械构造、工程机械理论、液压传动技术等内容则由相关配套的课程予以讲解，从而形成系统的专业教学体系。

作为专业教材和参考书，本书内容不仅符合教学需要，有利于培养学生分析问题与解决问题能力、理论联系实际能力与创新思维，而且有助于广大从业人员提高专业理论水平，更好地解决工程实际问题。

本书作者从事本专业教学、科研、设计及生产制造工作近三十余年，对工程机械有深入的了解，具有丰富的教学经验和研究能力，工作一丝不苟，认真负责，利用业余时间编写本书，付出了大量的心血和努力。书稿完成之际，邀请我作序言，感于作者诚意，欣然提笔，记下此言。

中国工程机械工业协会
副会长兼秘书长 苏子孟

前　　言

本书根据《国家中长期教育改革和发展规划纲要（2010—2020年）》精神，按照新时期工科教育“以能力为导向”的人才培养理念，从系统性、实用性和先进性出发，本着突出共性、照顾特殊性的思路，以使用最广泛的土石方工程机械为例，较全面地介绍了工程机械主要总成的工作原理、相关设计理论、设计基本原则与方法。全书分为9章，包括工程机械绪论、工程机械总体设计、工程机械发动机、工程机械传动系设计、工程机械行走系与转向系设计、工程机械制动系设计、工作装置设计、工程机械人-机-环境系统设计及计算机技术在工程机械设计中的应用。

本书以校企合作的方式进行编写，注重理论性和实践性，可作为高等学校机械设计制造及其自动化专业及工程机械专业本科教材，也可作为矿山机械与起重运输机械专业的教学参考书，同时也可供从事工程机械研究、设计、制造、使用和维修管理等方面工作的技术人员参考使用。

本书主编为贵州理工学院陈海虹教授（编写第2、4、6、7章）、柳州工程机械股份有限公司唐绪文教授级高级工程师（编写第3、5、9章），参加编写的有柳州工程机械股份有限公司曾光安高级工程师（编写第1章）、贵州大学钱宏琦教授（编写第8章）。本书由贵州詹阳动力重工有限公司王健高级工程师主审。

在本书的编写过程中，我们得到了柳州工程机械股份有限公司研究所、贵州詹阳动力重工有限公司研究所的大力支持，在此一并表示由衷感谢！

限于编者水平，书中难免有疏漏、不足之处，恳望广大读者指正。

编　者

2016年3月

目　　录

导入案例

大智慧融入大块头 工程机械迎来无人驾驶时代

由徐工集团研发的一种可实现无线遥控操作的ET系列步履式挖掘机，采用了自适应跳频、主被动急停、智能纠错等多项国际先进的无线控遥技术。在复杂多变的电磁场环境下，该机能够自动调整工作频段避免电磁干扰，遭遇强干扰出现误动作时还能自主暂停相应的干扰信号，避免误动作造成的安全危险。遥控操作可以使作业人员脱离驾驶室操作的限制，自由的选择操作距离及视角，避开视觉盲区和危险的作业环境，降低了劳动强度，提高了作业的安全性。

无线遥控技术在步履式挖掘机的应用为其在智能化发展的道路上迈出了坚实的一步。采用远程操作、轨迹规划、视觉导航、环境识别、自主作业等智能化技术的应用将是ET系列步履式挖掘机发展的终极目标，它使步履式挖掘机的操作更轻松、更灵活、更精确，操作人员可以在远离作业地点的情况下，对设备作业进行远距离监控指挥，完成各种作业任务。无线遥控技术难题的攻克为步履式挖掘机开辟了更为广阔的应用领域。近年来，国内外地震、洪水、泥石流、海啸等自然灾害频发，一般工程机械无法及时达到救援现场，且灾害产生的危险区域如核泄漏、毒气体泄漏、化学物污染、险要危险地形也给救援人员带来了巨大的生命安全威胁，无线遥控型工程机械将使这些问题迎刃而解。


图1.01 步履式挖掘机

从无线遥控技术应用的前景可以看到，未来的特殊工程环境的施工将是遥控工程机械的天下。

工程机械是用于工程建设施工机械的总称，广泛应用于建筑、水力、电力、道路、矿山、港口和国防工程领域，种类繁多。概括地说，凡是土石方施工工程、路面建设与养护、流动式装卸作业和各种建筑工程所需的综合性机械化施工工程所必需的机械设备，称为工程机械。

世界各国对于该行业的称谓基本相同。其中，美国和英国称为“建筑机械与设备”，德国称为“建筑机械与装置”，俄罗斯称为“建筑与筑路机械”，日本称为“建筑机械”。在我国，曾经部分工程机械产品也称为“建筑机械”。由于在20世纪80年代前，工程施工机械与用于建筑施工的机械分别由中华人民共和国机械工业部和城乡建设环境保护部管理，人为地将工程机械与建筑机械分开了。20世纪90年代末，国务院下达批文，将我国工程机械行业与建筑机械行业合并，合并后统称为“工程机械”。2001年，中国工程机械工业协会与中国建筑机械协会经国家经济贸易委员会批准合并成立了中国工程机械工业协会。目前，我国“工程机械”和“建筑机械”称谓都有，表示的是一个意思，即“工程机械”。

1.1 工程机械分类

1. 工程机械通常分类

工程机械通常分为起重机械、运输机械、土方机械、桩工机械、钢筋混凝土机械和设备、石料开采和加工机械、装修机械、路面机械、线路机械、隧道施工机械、桥梁施工机械等。

2. 工程机械用途

工程机械广泛用于房屋建筑、铁路、道路和飞机场工程、水利电力建设、矿山开发、港口工程和军事工程上。上述分类中的前六类具有通用性，用于各种工程施工；后五类专用于某种相应的工程。

3. 各类机械简介

工程机械一般由动力装置、传动机构、工作装置和操纵系统组成，大部分工程机械还有行走装置。机械的性能基本上取决于上述各部分的功能及其组合，尤其是工作装置的功能。

1）起重机械

起重机械用于重物的吊运和安装，一般具有起升、回转、变幅、行走四部分，起升为主要部分。起重机械分为简单式、动臂旋转式和桥式三类。主要机种有塔式起重机、轮胎式起重机、履带式起重机等。也有不完全具备上述四部分的，如桅杆起重机、缆索起重机、升降机和绞车等。

2）运输机械

运输机械用于物料的运输装卸，包括连续输送机械、搬运车辆和装卸机械。

(1) 连续输送机械：可连续作业，生产率高，适用于沿一定路线运送物料，主要机种有带式输送机、螺旋输送机、振动输送机、斗式提升机、气力输送装置等。

(2) 搬运车辆：机动灵活，用途广泛，主要机种有自卸汽车、翻斗车和叉车等。

(3) 装卸机械：用于连续或间歇装卸物料。

3）土方机械

土方机械用于土方的铲掘、运送、填筑、压实和平整，包括挖掘机械、铲土运输机械、压实机械和平整作业机械等。

(1) 挖掘机械和铲土运输机械：采用刀形或斗形工作装置切削或挖掘土壤，并将碎土沿地面推送或装入斗内，主要机种有单斗挖掘机、多斗挖掘机、推土机、铲运机、装载机。

(2) 压实机械：利用碾压、振动、夯击原理使土体密实，主要机种有压路机、夯土机。还有利用水力完成土方施工作业的，称水力土方机械。

(3) 平整作业机械：利用刮刀平整地面，主要机种为平地机。

4）桩工机械

桩工机械用于基础工程，在地层中安设各种基桩，包括打桩机、振动沉桩机、压桩机

和灌注桩钻孔机等。

(1) 打桩机：用重锤的冲击力工作，有落锤、汽锤、柴油锤、液压锤等。

(2) 振动沉桩机：利用振动或振动冲击作用使桩沉入地层。适用于砂质地层。

(3) 钻孔机：就地成孔，孔内安放钢筋骨架，然后灌注混凝土成桩。在市政建设中可采用静力加载沉桩机，减少噪声。

5) 钢筋混凝土机械

用于混凝土的配料、搅拌、输送、灌筑，振捣和钢筋加工，主要设备和机械有混凝土搅拌楼站、自落式和强制式混凝土搅拌机、混凝土搅拌输送车、混凝土泵、混凝土振捣器，钢筋的冷拔、调直、剪切、弯曲、焊接等机械和预应力钢筋张拉等机械设备。

6) 石料开采和加工机械

石料开采加工机械用于石方开采和石料加工。石方开采机械有风镐、凿岩机等。石料加工机械包括各种石料破碎机和筛分机。

7) 装修机械

装修机械用于建筑物表层的修饰和加工处理，有抹灰粉刷作业用的灰浆搅拌机、灰浆输送泵、喷浆机等，地坪加工用的地坪磨光机，以及涂料喷涂机和各种电动、风动手持机具等。

8) 路面机械

路面机械用于道路路面、机场道面和广场地坪面层的铺设、捣实、平整和切缝，有沥青路面修筑用的碎石摊铺机、沥青喷洒机、沥青混凝土搅拌设备、沥青混凝土摊铺机，水泥混凝土路面修筑用的水泥混凝土路面铺筑机械，切缝填缝机，还包括路面材料的制备、储放、输送设备，以及路面养护机械。

9) 线路机械

线路机械用于铁路道砟、钢轨的铺设，主要机种有铺碴机、铺轨机和铁路的维修养护机械。

10) 桥梁机械和隧洞机械

桥梁机械和隧洞机械用于桥梁施工和隧洞施工，有铁路架桥机、盾构和隧洞掘进机等。

1.2 工程机械的起源

工程机械中各产品都有自己的一部起源史，经过一步步的发展，成就了工程机械的辉煌。下面仅以几个产品的起源来以点带面的说明工程机械起源。

1. 装载机的起源

1929 年，第一台轮式装载机(斗容 $0.735m^3$，载重 680kg)在美国诞生。该机采用门架式结构，在此之前是采用钢绳提斗式的装卸工具。这一时期的装载机结构特点是发动机前置，前轮小，后轮大，单桥驱动，前轮转向，门架式工作装置，用钢丝绳提臂及翻斗，拖拉机底盘。该机牵引力小，铲斗插入力小，作业速度慢。1947 年，克拉克公司生产用液

压连杆机构取代门架结构，采用专用底盘，具备了现代装载机的外形，提高了提升速度、卸载高度和掘起力，可用于铲装松散土石方，这是装载机历史上的第一次大突破。1963年，美国Case公司等采用铰接式结构，这是装载机历史上的第二次大突破。到20世纪七八十年代，装载机结构向安全，操作省力、舒适，维修方便，减少污染等方面发展。采用盘式制动器取代了蹄式制动器，双管路制动系统，防尘、防噪、带空调的防滚翻、防落物驾驶室。20世纪末，装载机不仅在机械效率、环保、安全、操作简便、电子控制方面得到发展，而且机外辐射噪声及驾驶员耳边噪声等也大为降低。衬套润滑和自动集中润滑提高了润滑周期，减少了维护时间，延长了机器的使用寿命。采用无内胎轮胎，提高轮胎的使用寿命。在自动换挡，铲斗自动放平基础上实现遥控，利用GPS系统实现防盗、监控及远程信息传递。

2. 挖掘机的起源

16—18世纪，挖掘机处于雏形阶段。最早的挖掘机是以人力或畜力为动力用于挖掘河底的清泥船，铲斗容量不超过0.2～0.3m^3。1833—1910年，挖掘机进入蒸汽机阶段。1833—1836年，美国人W. S. 奥蒂斯设计和制造了第一台蒸汽机驱动、铁木混合结构、半回转、轨式单斗挖掘机，生产率35m^3/h，由于经济性差没有应用。19世纪70年代，经过改装的蒸汽铲正式生产并用于露天矿剥离表土。1880年生产了第一批以拖拉机为底盘的半回转式蒸汽铲。1912年出现了汽油机驱动的全回转式单斗挖掘机。20世纪50年代以后进入液压化和大型化阶段。20世纪50年代中期，德国和法国相继研制出全回转式液压挖掘机，从此单斗挖掘机的发展进入一个新的阶段。

3. 混凝土输送泵起源

1907年，德国开始研究混凝土输送泵，并取得专利。1913年，美国取得专利权，制造出第一台混凝土输送泵，但运行后即搁置。1927年，德国Fritz. Hell设计制造了第一台获得成功应用的混凝土泵。20世纪50年代，德国Torkret公司发展了以水为工作介质的混凝土输送泵，使混凝土输送泵的发展进入了新的阶段。1959年，德国SCHWING公司生产出第一台全液压的混凝土输送泵。其液压驱动系统功率大，振动小，排量大，输送距离远，并可实现无级调节。1963年，美国查伦奇·考克兄弟(Challenge. Cook Bros.)公司在完善活塞式输送泵过程中，研制了挤压式混凝土输送泵。

4. 压路机起源

19世纪，西方的道路工程以碎石子铺路为主，压实主要靠车辆自然碾压。直到1858年英国发明了轧石机后，促进了碎石路面的发展，才逐渐出现了用马拉的滚筒进行压实工作，这是最早的压路机雏形。1860年在法国出现了蒸汽压路机，进一步促进并改善了碎石路面的施工技术和质量，加快了工程进度。在20世纪初，碎石路面是公认的最优良的路面并推广于全球；压实的概念逐渐被人们所知，压路机也随之出现在各个道路施工工地上。19世纪中叶，内燃机的发明给压实设备的发展带来了巨大的生机。20世纪初，美国人制造出第一台内燃机驱动的压路机。随后的轮胎压路机、羊角碾压路机与光轮压路机几乎是同时出现的。人们对静碾压路机的压实效果进行了研究，认为增加压路机的质量可使

压路机的线压力增加，从而提高压实效果。于是，在相当长的一段时间内，人们致力于开发大吨位压路机，最大的轮胎压路机曾重达200多吨。不过这段时期内，压路机的变化还是主要体现在动力及外形的改进上。

5. 旋挖钻机起源

旋挖钻机是在回转斗钻机和全套管钻机的基础上发展起来的，起源于美国卡尔维尔公司。1948年意大利MAIT公司首先开始研制，接着在意大利、德国开始发展，20世纪七八十年代在日本得到快速发展。2001年建设青藏铁路，为了克服高原冻土层对铁路路基的影响需要打桩，我国引进了德国BAUER旋挖钻机施工。也就是从那时开始，旋挖钻机施工工法在中国全面推广开来。

1.3 中国工程机械的发展历史

工程机械行业在我国机械行业中具有举足轻重的地位，涉及多个领域。每种产品的发展都经历了由弱到强，由小变大的过程。在历史上提到的很多企业已经变得默默无闻，甚至已经烟消云散。也有很多企业变得越来越强大，进入大发展的良性循环。

1. 中国装载机的发展历史

1964年四川成都成工工程机械股份有限公司(简称成工)开始试制国内第一台Z1-4履带式后卸装载机，Z420(2T，成工)和Z435(3.5T，厦门厦工机械股份有限公司，简称厦工)型液压装载机，同时研制了我国回转式装载机Z4H2型(2T)。1963年，当时的机械工业部将日本的一台125A轮式装载机送给天津工程机械研究所(简称天工所)进行研究、测绘，并将图样交给广西柳工机械股份有限公司(简称柳工)、厦工。1966年，厦工先于柳工制造出我国第一台轮式装载机Z435(功率100kW，斗容$1.7m^3$)，但柳工Z435装载机是最早通过国家鉴定并实现批量生产的。

1978年，天工所根据机械工业部要求制定以Z450为基型的我国轮式装载机系列标准。保留“Z”代表装载机，“L”取代“4”表示轮式，改Z450为ZL50。该标准规定了装载机的产品系列。按照当时的行业分工，柳工、厦工制造ZL40以上的大中型轮式装载机，成工、宜工集团(简称宜工)制造ZL30以下的中小型轮式装载机，逐步形成了柳工、厦工、成工和宜工四大装载机骨干企业。

到20世纪90年代，在福建、山东的装载机生产厂家风起云涌。当时，福建至少有30家装载机生产厂家，山东至少有20家装载机生产厂家。21世纪初，行业进入打价格战，毛利不断降低的阶段，很多企业无法维持下去，退出了装载机行业。目前，国内的装载机生产厂家包括柳工、厦工、中国龙工控股有限公司(简称龙工)、山东临工工程机械有限公司(简称临工)、徐工集团(简称徐工)、成工、山东山工机械有限公司(简称山工)、福田雷沃国际重工股份有限公司(简称福田雷沃重工)等。

2. 中国挖掘机的发展历史

我国开始研制液压挖掘机产品是在20世纪60年代末，这与日本发展液压挖掘机产品的时间大致相同。从1967—1977年，我国个别工厂开始研究及开发液压挖掘机。

通过数年坚持不懈的努力，克服一个个困难，终于有几种规格的液压挖掘机产品获得初步成功。当时，上海建筑机械厂的WY100挖掘机，贵阳矿山机器厂的W4-60挖掘机，合肥矿山机器厂的WY60挖掘机，长江挖掘机厂的WY160挖掘机和杭州重型机械厂的WY250挖掘机等产品问世。我国液压挖掘机行业的形成由此迈出了重要的一步。

20世纪80年代初我国最早涉足挖掘机行业的不少挖掘机主机生产厂先后引进了当时国际上比较先进的液压挖掘机制造技术。这些厂通过数年对引进技术的消化、吸收，使国产液压挖掘机产品性能指标全面提高，产品产量也逐年有所提高。80年代初的技术引进几乎是清一色的德国各大挖掘机生产厂的制造技术，尤其是从德国Liebherr公司引进的挖掘机机型最多。自改革开放以来，国内对液压挖掘机需求量的不断增加，挖掘机市场的迅速扩大和需求的多样化，在国有大中型企业产品结构的调整中，牵动了一批其他机械行业的制造厂加入液压挖掘机行业。

到了20世纪80年代末和90年代初，世界各工业发达国家液压挖掘机技术水平得到了迅速的提高，突出表现在追求高效率、高可靠性和驾驶员操作的舒适性，出现了一些节能和低噪声、低排放的液压挖掘机。与此同时，挖掘机的外观造型和涂装质量也得到极大提高。随着国外新型液压挖掘机和二手旧挖掘机大量的进入中国市场，中国用户对国外挖掘机水平的性能和作业可靠性、效率等方面有了较深入的了解，从而也深刻认识到国产液压挖掘机水平与国外液压挖掘机相比存在很大差距。不少用户为了追求高效率作业以保证工期按时完成，宁愿多花钱购买进口挖掘机或者购买与国产新机价格相当但可靠性仍然较高的国外二手挖掘机，在这种形势下，国产液压挖掘机面临很大的冲击。

21世纪初，国外挖掘机生产企业纷纷进入，国内市场几乎被国外的CATERPILLAR、KOMATSU、VOLVO、HITACHI、KOBELCO、HYUNDAI、DOOSAN等品牌占领。国内企业包括柳工、厦工、广西玉柴机器集团有限公司(简称玉柴)、山河智能装备集团(简称山河智能)等企业率先进入挖掘机行业，形成与国外企业竞争的局面。后来，随着三一重工股份有限公司(简称三一重工)、中联重科股份有限公司(简称中联重科)及一大批小企业的进入，壮大了国内企业的竞争力。

3. 中国压路机的发展历史

中华人民共和国成立前，我国只有一些压路机的修配工厂，直到1940年，我国在大连仿制出第一台以蒸汽机为动力的自行式压路机。1952年，上海厦门路机械厂(洛建前身)建造了第一台以内燃机为动力的2Y6/8自行式压路机。1953年，天津第五机械厂(天津工程机械厂前身)试制出我国第一台以蒸汽机为动力的10t自行式三轮压路机。1954年，厦门路机械厂由上海迁往洛阳，改名为洛阳建筑机械厂。20世纪60年代，徐州工程机械厂(现为徐工集团徐州工程机械厂)、上海工程机械厂(现为上海工程机械厂有限公司)、三明重型机器厂［现为厦工(三明)重型机器有限公司］先后加入压路机生产行业，研制出6/8t、8/10t、10/12t、12/15t静碾压路机。70年代，原交通部所属的德州公路机械厂、西安筑路机械厂(现为中交西安筑路机械有限公司)、四川公路机械厂、廊坊筑路机械厂也加入了压路机的生产序列。80年代，邯郸建筑机械厂、四平建筑机械厂(现为中国建设机械总公司四平建筑机械公司)、义乌建筑机械厂、长春工程机械厂、中建四局机械厂、陕西水利机械厂、常州市常州工程机械厂、江苏江阴道路机械厂(现为柳工无锡路面机械有限

公司)也先后投入生产压路机。

我国目前的压路机发展到静碾、单钢轮、双钢轮、轮胎等多种型式。单钢轮压路机又分为机械驱动和全液压驱动，双钢轮压轮机分为用于筑路的大双钢轮和用于养护的小双钢轮。国内拥有压路机品牌企业有徐工、柳工、常林、路通、山推、厦门、龙工、三一等。机器性能基本能够满足施工要求，与国外品牌相比还存在一定的差距，但差距越来越小。

4. 中国混凝土机械的发展历史

1983 年以前，我国商品混凝土机械有两个突出特点。①单机产品 100%是 20 世纪三四十年代的老产品；②混凝土搅拌运输车、搅拌站、输送泵 100%是进口产品，主要是德国、日本产品。这两点反映了当时我国混凝土机械的发展水平。

1984 年，在建设部的支持下，由长沙建设机械研究院(简称长沙建机院)牵头，提出了国产混凝土机械产品更新换代的方针。首先，针对当时我国现状，于 1984 年年初在长沙开展了全国性的混凝土机械大比武与评奖，实际上也就是进行产品选型。通过行业专家反复比较，结合我国实际情况及国际发展趋势，认为混凝土搅拌机中的反转出料式和卧轴式较有前途。在建设部的协调下，组织了全国两所(长沙建机所、廊坊机械化所)10 厂(上海华东建筑机械厂、浙江建筑机械厂、扬州机械厂、福建建筑机械厂、广州建筑机械厂、山东建筑机械厂、云南建筑机械厂、吉林工程机械厂、韶关挖掘机厂等)开展联合设计与技术攻关。1984 年，在长沙集中了全国七八十人的联合攻关队伍，对反转式 150 型、200 型、350 型、500 型和卧轴式 200 型、250 型、350 型、500 型两个系列 8 个产品进行联合设计，在全国选择了 10 个厂进行试制。

早在 1977 年，在研发和掌握了混凝土输送泵技术的基础上，长沙建筑机械研究所(现为长沙建设机械研究院)、廊坊机械化所(现为中国建筑科学研究院建筑机械化研究分院廊坊院)和沈阳工程机械厂一道，开发研制了 23m 臂架式泵车，这是我国第一台自行设计研制的国产混凝土泵车。同时，国内其他企业采取技术引进与消化创新相结合的方式，引进了德国、日本先进的混凝土搅拌运输车、搅拌站、输送泵技术。1982 年，原湖北建筑机械厂引进日本石川岛建机的泵车生产技术，合作生产臂架式泵车，从此结束了我国不能批量生产混凝土泵车的历史。上海华东建筑机械厂和阜新矿山机械厂于 1987 年引进了日本混凝土搅拌站技术，开发生产了 60～100m^3/h 商品混凝土站。1990 年徐工集团引进德国普茨迈斯特的技术，合作生产 32m 泵车。

进入 20 世纪 90 年代，全面发展混凝土机械产品中的搅拌运输车、搅拌站、输送泵提上了我国建设机械发展议事日程。80 年代末，长沙建机院已完成 25～90m^3/h 商品混凝土站(楼)的开发设计。1994 年，上海华东建筑机械厂和山东省建筑机械厂生产的混凝土站(楼)已在国内市场渐露头角，市场占有率达 50%。外国混凝土机械产品一统中国市场的格局开始改变，垄断的局面被打破。

这个时期，长沙中联重科和三一重工都看准了技术含量高、产品价格高、市场发展空间大的混凝土机械产品，加快了技术与资金的投入，开发了拥有自主知识产权的适合中国国情的产品，与国内其他厂家一道，在混凝土搅拌运输车、搅拌站、输送泵上进一步打破了国外产品垄断中国市场的局面。混凝土输送泵和泵车的开发，在消化吸收国外产品的基础上，根据国内用户、市场和现场施工的具体情况，进行了有针对性的设计和较大的改进。因此，中联重科、三一重工生产的混凝土输送泵及泵车，在产品技术和配套件上已缩

小了与国外产品的差距，而在产品的售后服务上则发挥了地利及人和的独特优势，这是国产混凝土机械能够从20世纪90年代中期开始逐步从外国品牌手中收复市场，并与国际著名厂家抗衡的关键。至20世纪末，国产混凝土设备已占国内市场份额的90%左右，国外产品开始逐步退出中国市场。同时，我国的混凝土机械产品还出口到了亚洲、美洲和非洲等许多国家。

目前，我国的混凝土机械与国际先进技术保持着同步发展水平，在朝着智能化方面发展。混凝土机械设备的自检测、自保护、自调整及多种传感技术、恒功率控制技术、GPS定位及数据传输技术的广泛应用，使国产设备在产品质量上与国际的差距变得很小，产品的可靠性和适应性都有了极大的提高。三级配混凝土输送、超高压输送、101m超长臂架泵车等技术的出现，以及收购国外CIFA、PUTZMEISTER(大象)、SCHWING三大主要混凝土泵车生产厂，说明我国已经成为混凝土机械生产强国。

5. 我国工程机械发展的五个阶段

纵观我国工程机械行业的发展史，大致可以分为以下五个阶段。

第一阶段——创业时期(1949—1960年)。1949年以前，我国是没有工程机械制造业的，仅有为数不多的几个作坊式的修理厂，而且只能修理简易的施工机具和其他设备。工程机械在我国仍未形成独立行业，只由别的行业兼产一部分简易的小型工程机械产品。“一五”期间，对工程机械的需求量猛增，机械制造部门生产的产品远远不能满足需求，因而其他工业部门(如当时的建筑工程部、交通部、铁道部等)便自行生产一些简易的工程机械。

第二阶段——行业形成时期(1961—1978年)。1960年12月9日，国务院和中央军委共同决定：由原第一机械工业部组建五局(工程机械局)，负责发展全国的工程机械。一机部五局于1961年4月24日宣布成立。归口企业20个，其中有4个直属厂即抚顺挖掘机厂、沈阳风动工具厂、宣化工程机械厂和韶关挖掘机厂，并于1961年2月在北京成立了一机部工程机械研究所。1963年10月，建筑工程部机械局与一机部五局合并，并将其直属厂陆续转为一机部五局直属。1964年后，工程机械行业建设了一些三线企业。1978年8月9日，原一机部和国家建委下文将行业中的挖掘机械、压实机械、桩工机械、混凝土机械由一机部划归国家建委归口管理，并划给国家建委60个直属厂，这样形成了两个制造体系。

第三阶段——全面发展时期(1979—1990年)。十一届三中全会以后随着国家基本建设投资规模和引进外资力度不断加大，两个制造体系给工程机械行业造成的分散局面不适应新的发展形势。国家计委组织一机部、建设部、交通部、铁道部、林业部、兵器部和工程兵等部门共同成立了全国工程机械大行业规划组，负责统筹协调全行业的投资、行业布点、引进国外技术、引进外资等。1985年后，国务院先后对工程机械各部门进行多次改革。1998年撤销机械部，成立国家机械工业局，全面进行机械工业宏观管理，取消了有关部、局对机械行业的管理职能，实现了工程机械大行业管理。“七五”计划以来随着市场经济的发展，工程机械行业取得了飞速的发展，工程机械企业遍布全国各个地区，新产品、新技术、新营销模式被广泛地应用到工程机械行业的各个方面。

第四阶段——快速发展时期(1990—2004年)。20世纪90年代以来，我国的工程机械行业步入了快速发展期，在这一时期，制造企业迅速意识到仅有好的产品已经不够了，还需要将产品快速高效地送达客户，并提供及时完善的售后服务，于是纷纷改变了过去产、

供、销一体化的运作模式，开始搭建自己的销售渠道。我国的工程机械代理商正是在这一时期应运而生的，并逐渐成长为一个群体。也是在这一时期，中国市场潜在的巨大需求吸引了越来越多的国外资本，众多的国外工程机械制造企业相继在中国投资建厂。伴随着境外资本而来的，还有先进的技术、设备和管理经验，以及国外成熟的代理制。代理制作为一个商业名词和概念开始在工程机械行业广泛流传。有相当一部分代理商在与国外企业合作的过程中，成功吸取了国外企业的先进管理方法和运作经验，经营理念也日趋成熟，逐渐成为优秀的工程机械代理商。但是受2004年4月25日起实行的差别准备金率及政府出台的一系列由缓至急、由点到面的宏观调控政策的影响，工程机械快速发展的势头有所遏制，进入小幅调整阶段。

第五阶段——高速发展时期(2005—2011年)。2005年后，中国工程机械行业经过一段调整，迎来了明媚的春天，到2011年行业产值一路飙升，主要工程机械产品销量连续突破新高，2011年全行业销售总收入超过5000亿元，是2004年销售总收入的4.4倍。在这期间，工程机械行业百亿企业增多，据中国企业家联合会、中国企业家协会公布的2008年中国企业500强企业，已有15家工程机械企业位列其中，同时一批优秀工程机械企业已经剑指千亿，向国际型、综合型、规模性大企业迈进。而国际跨国公司进入中国兼并和兴办独资企业的势头也愈加猛烈，外资企业在中国境内四处林立，国有品牌的崛起，使中国工程机械行业在境内竞争呈现全面国际化的状态。

进入2012年后，美国金融危机的进一步发酵，欧洲次贷危机及国家进入战略调整期，工程机械行业进入下行、调整及缓慢增长阶段。同时，随着技术的成熟，国家提倡的供给侧改革及“大众创业，万众创新”，下一阶段是工程机械智能化阶段。

1.4 中国工程机械在全球的地位

近10年的快速发展，中国工程机械行业无论是在技术创新能力、产品开发能力、制造能力方面，还是在产业链掌控能力方面都实现了跨越式的提升，企业不仅实现了规模上的持续扩张、核心竞争力的全面提升，而且全球产业地位也迅速跃升。

1. 国内企业的兼并收购

兼并收购已经成为工程机械企业做大做强的手段之一。国内工程机械企业走在兼并收购大潮前列的首数柳工。2000年8月，柳工收购江苏江阴道路机械厂，成立江阴柳工道路机械有限公司，进军压路机行业。2002年8月，柳工重组上海沪光叉车厂成立柳工集团上海叉车有限公司。2008年2月，柳工收购蚌埠振冲安利工程有限公司，重组成立安徽柳工起重机有限公司。2010年8月，柳工集团控股柳州欧维姆机械股份有限公司，进入建筑机械领域。2010年9月，柳工集团控股上海鸿得利机械有限公司，扩充混凝土机械产品线。2011年5月，柳工集团控股上海金泰工程机械有限公司，进入桩工机械领域。2011年9月，柳工收购北京首钢重型汽车制造股份有限公司42%股权，开始进军矿山机械。2012年，柳工收购波兰HSW及其旗下Dressta品牌。2014年2月，柳工集团与美卓公司各出资50%，成立柳工美卓建筑设备(上海)有限公司，进入移动式破碎与筛分设备领域。通过一系列的并购操作，柳工从最初的单一装载机产品生产企业跃升为覆盖了以土石方机械为

核心的16个工程机械产品线的企业；从广西这样较一个落后地区，发展到辐射上海、安徽、江苏、天津、河北等经济发达、市场资源丰富、代理商丰富的地区，这些都奠定了柳工今天在中国的地位。

2001年，中联重科将英国POWERMOLE揽入怀中，这也是中国工程机械行业史上的首次海外收购；2002年12月，中联重科承债式收购湖南机床厂；2003年，中联重科先是通过1.27亿元收购中标实业，抢占了国内城市环卫机械市场的头把交椅；2003年，再以9846万元承债式重组浦沅集团，一举占据中国汽车起重机行业排名第二的位置；2008年3月初，中联重科先以3400万元收购陕西新黄工100%股权，并增资1.9亿元；进入2008年4月后，继全盘控股湖南汽车车桥厂之后，中联重科又宣布收购意大利工程机械制造公司CIFA 100%的股权。通过这一系列浓墨重彩的收购，也奠定了中联重科在国内工程机械行业里的地位。

2. 国外企业进入中国

CATERPILLAR(中国)投资有限公司于1996年在北京成立。到2014年，CATERPILLAR在中国投资建立了23家生产工厂，制造轮式装载机、液压挖掘机、压实机、柴油发动机、平地机、履带式推土机、履带行走装置、发电机组及再制造的工程机械零部件。CATERPILLAR(中国)投资有限公司已在中国建立了办事处、培训和产品服务中心，为日益增长的设备用户提供及时周到的服务。由4个代理商组成的经销服务网络为各行各业提供适用的机器和设备，并给予综合性售后服务。

1956年，KOMATSU公司开始出口产品到中国。20世纪七八十年代，KOMATSU为中国多个工程机械厂提供推土机、装载机技术。1995年开始，KOMATSU在中国建厂，生产推土机、挖掘机、矿用自卸车等产品。其他国外企业，包括KOBELCO、VOLVO、DOOSAN、HYUNDAI、Wirtgen、Dynapac等在中国都采用收购或独资建厂。这些企业的进入，无疑促进了我国工程机械产品的技术进步。

3. 国外行业的兼并收购

在20世纪80年代，美国CATERPILLAR公司只有3次收购或参股，但是90年代达18次。2010年1—3月，CATERPILLAR完成了5次收购。2011年7月收购矿业设备制造商比塞洛斯(BUCYRUS)。2011年11月CATERPILLAR又收购了年代煤机。CATERPILLAR通过资本输出的方式加快全球化进程，完善产业链，充分了解市场，增强核心环节的控制力。

韩国的DOOSAN集团2001年收购了韩国重工业，2003年收购了高丽产业开发，2005年收购了DAEWOO重工，2007年7月以49亿美元收购了美国英格索兰集团旗下的山猫、泛用设备和附具设备三大事业部。

日本企业虽然没有大张旗鼓地开展兼并购，但其动作也不可谓不多。从1988年至今的数据来看，KOMATSU公司完成了多项并购，并着手多次参股。此外，像VOLVO、TEREX、SANDVIK及MANITOWOC等这些工程机械巨头都有着丰富的收购兼并历程。

4. 中国企业国外兼并收购

2008年，中联重科以2.71亿欧元为代价收购意大利混凝土机械企业CIFA 100%股权。2012年1月，柳工以3.35亿元人民币收购波兰HSW公司民用产品事业部及其旗下

的 Dressta 品牌；2012 年 1 月，山东重工斥资 3.74 亿欧元收购了全球豪华游艇巨头 FERRETTI GROUP 75% 控股权。2012 年 1 月，三一重工斥资 26 亿元人民币收购德国 PUTZMEISTER。2011 年 7 月，徐工机械一举收购了分别位于德国、荷兰的两家液压件零部件制造商。2012 年 7 月，徐工机械成功将德国混凝土巨头 SCHWING 的控股权收入囊中。2012 年 9 月，潍柴动力斥资 7.38 亿欧元入股 KION GROUP 及其旗下的林德液压。

一些工程机械企业陆续推出了自己的“十二五”规划，行业的前景普遍看好。徐工集团、中联重科和山东光明机器制造等大型工程机械企业均在规划中提出了销售收入大幅增长的目标，部分企业甚至将 2015 年的销售目标瞄准了超千亿元。

5. 中国企业走出去

我国工程机械企业经过多年的发展，产品出口到世界各地，产品销量及收入逐步增加。各厂家在国外建立销售网络、配件及服务中心。近几年，柳工、三一重工、中联重科、徐工等企业纷纷在国外建厂，生产工程机械产品。

2008 年柳工在印度建厂，生产装载机、平地机等产品；2012 年，柳工收购 HSW 后，在波兰生产装载机、挖掘机等产品；2015 年 3 月，柳工巴西工厂正式运营。

2008 年，三一重工在德国建厂并成立研发中心，随后收购大象。2009 年 10 月，三一印度工厂投产；2010 年，三一重工在美国建厂，生产履带起重机、泵车、挖掘机；2010 年，三一重工在巴西建立生产基地。

近几年，中联重科、徐工也相继在印度、巴西建厂。

6. 世界 50 强榜单及全球市场分布

2004 年以来，我国工程机械企业有多家进入世界工程机械企业 50 强。2012 年，我国进入全球工程机械 50 强的企业达到 9 家，分别是排第 5 位的三一重工、排第 6 位的中联重科、排第 11 位的徐工、排第 20 位的柳工、排第 25 位的山推、排第 28 位的龙工、排第 29 位的厦工、排第 47 位的山河智能、排第 49 位的成工。2014 年，我国进入全球工程机械 50 强的企业达到 8 家，徐工集团、中联重科、三一重工和柳工榜上有名，分别位居第 8 位、第 9 位、第 11 位和第 22 位。全球工程机械 50 强企业各国数量及排名见表 1-1。

表 1-1　全球工程机械 50 强企业各国企业数量及排名

国别	2004 年	2010 年	2011 年	2012 年	2013 年	2014 年	2015 年	国别	2004 年	2010 年	2011 年	2012 年	2013 年	2014 年	2015 年
美国	10	9	8	9	7	7	6	芬兰	2	1	1	1	2	2	2
日本	11	10	10	11	11	11	12	英国	1	1	1	1	1	1	1
中国	7	10	10	9	9	8	8	奥地利	2	1	1	1	1	1	1
德国	4	5	5	4	5	5	5	意大利	1	1	1	1	2	2	2
瑞典	4	3	3	3	3	3	3	南非	1	1	1	1	1	1	1
法国	3	3	3	3	3	2	3	瑞士	1	1	1	1	1	1	1
韩国	2	2	2	2	2	2	2	加拿大	0	0	1	1	1	1	1
印度	1	2	2	1	0	1	1	土耳其	0	0	0	1	1	1	1

全球13大类工程机械销量如图1.1所示，其中带“*”为预测数据。13大类包括铰接式自卸车、沥青摊铺机、挖掘装载机、履带式推土机、履带式挖掘机、小型挖掘机、平地机、铲运机、刚性自卸车、门架式叉车、伸缩臂叉车、滑移装载机、轮式挖掘机、轮式装载机。从销量来看，2011年13大类工程机械销量已经超过100万台。

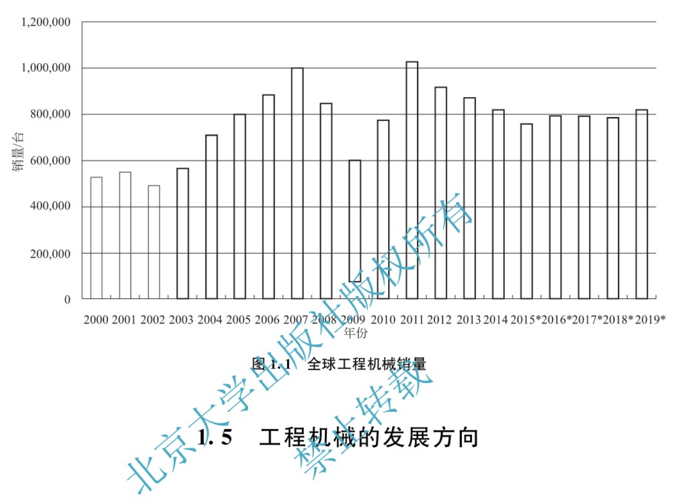


图1.1 全球工程机械销量

1.5 工程机械的发展方向

1. *法律法规要求*

值得说明的是法律法规要求是强制性的，达不到要求的产品是不允许销售的。

1）安全要求

安全是工程机械最基本的要求。国际ISO等组织提出安全等强制性标准，要求工程机械必须达到这些标准要求。在实施这些标准的地区和国家，没有达到这些标准要求的产品不得进入。如ISO/FDIS 20474－1《土方机械 安全 第一部分 通用要求》对入口、驾驶员位置、驾驶员座椅、控制及指示、转向系统、制动系统、视野、警示装置及安全信号、轮胎和钢圈、稳定性等做出了详细的规定。例如，该标准第一部分提出：土方机械必须带有配备滚翻保护装置(ROPS)的驾驶员座椅，不管应用于何处，滚翻保护装置必须达到ISO 3471或ISO 12117－2标准的要求。该标准是一系列的标准，标准的其余部分还对推土机、装载机、挖掘装载机、液压挖掘机、自卸车、铲运机、平地机、吊管机、挖沟机、回填压路机、压路机等分别规定了相应的安全要求。我国现行的GB 25684—2010《土方机械 安全》系列强制标准，就是ISO标准的转换版本。

2）排放要求

工程机械发动机较少采用汽油机，采用柴油机较多。为了减少污染，降低柴油机尾气中的有害物质，各国及地区都推出了自己的排放标准。柴油机尾气排放中主要成分是

CO_2、H_2O、N_2、O_2，微量成分是 NO_x、HC、CO、C。这些微量成分会对空气、人身及环境造成危害。柴油机尾气中的 NO_x、HC、CO 是气体污染物，PM 是微粒排放物。欧盟(EU)推出 DIRECTIVE 2004.26.EC 排放指令等，将排放要求分为 StageⅠ、StageⅡ、StageⅢA、StageⅢB、StageⅣ阶段分步实施。美国环境计划署(EPA)推出各阶段排放要求 Tier1、Tier2、Tier3、Tier4I、Tier4F 阶段分步实施。美国从 1996 年开始实施 Tier1 排放要求，2001—2006 年执行 Tier2 排放要求，2006—2008 年执行 Tier3 排放要求，2009—2013 年执行 Tier4I 排放要求，到 2014 年年底，美国所有工程机械设备将执行 Tier4F 排放要求。欧盟从 1999 年开始实施 StageⅠ排放要求，到 2014 年 10 月，欧盟要求功率在 56～560kW 的工程机械实施 StageⅣ阶段要求。我国参考欧盟排放指令，于 2007 年 4 月发布 GB 20891—2007《非道路移动机械用柴油机排气污染物排放限值及测量方法(中国Ⅰ、Ⅱ阶段)》，2007 年 10 月 1 日开始实施国Ⅰ阶段，2010 年 10 月 1 日实施国Ⅱ阶段排放。2014 年 10 月开始实施国Ⅲ阶段排放。随着我国公民对环保意识增强，国Ⅳ阶段排放要求也会在近几年实施。2013 年，我国对排放标准进行了修订，原来的排放标准紧靠欧盟，现在的标准紧靠美国。也就是说，对 560kW 以上的大型工程机械设备，原来没有排放要求，修订标准以后，这类设备也有了排放要求。

3）噪声要求

为了减少噪声对环境及驾驶员造成的影响，各国及地区推出了相应的限制法规。欧盟推出 DIRECTIVE 2000/14/EC《EC 噪声辐射指令》及 DIRECTIVE 2005/88/EC《EC 噪声辐射指令(增补 2000/14/EC)》，要求机器的辐射噪声限制在法规要求以内。该标准将机外辐射噪声(声功率级)分为 StageⅠ、StageⅡ两个阶段，分别从 2002 年及 2006 年开始实施。如轮式装载机、轮式推土机、轮式挖掘机、自卸车、平地机、流动式起重机等，凡发动机功率小于等于 55kW，StageⅠ阶段噪声限值为 104 dB(A)，StageⅡ阶段噪声限值为 101 dB(A)；凡发动机功率大于 55kW，StageⅠ阶段噪声限值为($85+11\lg P$)dB(A)，StageⅡ阶段噪声限值为($82+11\lg P$)dB(A)。我国推出 GB 16710—2010《土方机械噪声限值》标准取代 GB 16710.1—1996《土方机械噪声限值》。该标准也将机外辐射噪声(声功率级)分为Ⅰ、Ⅱ两个阶段，分别从 2012 年及 2015 年开始实施。如轮式装载机、轮式推土机、轮式挖掘机、自卸车、平地机、流动式起重机等，凡发动机功率小于等于 40kW，Ⅰ阶段噪声限值为 107dB(A)，Ⅱ阶段噪声限值为 104dB(A)；凡发动机功率大于 40kW，Ⅰ阶段噪声限值为($88+12.5\lg P$)dB(A)，Ⅱ阶段噪声限值为($86+12\lg P$)dB(A)。该标准同时提出驾驶员位置发射(声压级)限值，分Ⅰ、Ⅱ两个阶段，与辐射噪声一起实施。如轮式装载机、轮式推土机、轮式挖掘机、自卸车、平地机、流动式起重机等，Ⅰ阶段噪声为 89dB(A)，Ⅱ阶段噪声为 86dB(A)。

4）电磁兼容

电磁兼容是指设备或系统在其电磁环境中能正常工作且不对该环境中其他事物构成不能承受的电磁骚扰的能力。电磁兼容包括电磁干扰及电磁耐受性两个部分。欧盟 DIRECTIVE 2004/108/EC《EC 电磁兼容指令》、ISO 13766—2006《土方机械 电磁兼容》及我国 GB/T 22359—2008《土方机械 电磁兼容性》详细规定了电磁兼容要求。

2. 系列化

系列化是工程机械发展的重要趋势。系列化即为小型化、微型化、特大型化。国外著

名大公司逐步实现其产品系列化进程，形成了从微型到特大型不同规格的产品。与此同时，产品更新换代的周期明显缩短。当前世界工程机械向两极方向发展，开发小型化的工程机械与大型化的工程机械，以方便不同层次用户的需求，体现出凡能用机器代替人力的设备均为工程机械的开发方向。

向小型化及微型化方向发展的趋势特别明显。世界上通常把74.6kW(100HP)以下的工程机械称为小型工程机械。为了尽可能地用机器作业替代人力劳动，提高生产效率，适应城市狭窄施工场所及在货栈、码头、仓库、舱位、农舍、建筑物层内和地下工程作业环境的使用要求，小型及微型工程机械有了用武之地。近10年来，74.6～298kW之间的中型工程机械基本上没有大的发展，近年来还有下降趋势。但小型工程机械一直呈快速发展之势，特别是在欧美发展很快。近年来，日本整个工程机械市场下降严重，但小型工程机械仍呈上升趋势。小型工程机械主要产品有小型挖掘机、小型装载机、滑移转向装载机、挖掘装载机、小型伸缩臂装卸机、小型推土机、压路机等。

所谓特大型工程机械，是指其装备的发动机额定功率超过746kW(1000HP)。它们主要用于大型露天矿山或大型水电工程工地，产品特点是技术含量高，研制与生产周期较长，投入资金大，市场容量有限，市场竞争主要集中在少数几家公司。以装载机为例，目前仅有LETOURNEAU、CATERPILLAR和KOMATSU这三家公司能够生产特大型装载机。

3. 一机多用，作业多功能化

一机多用，作业多功能化是近年来工程机械装备出现的一个新技术特点。多功能化作业装置改变了单一作业功能。推动这一发展的因素源于液压技术的发展，通过对液压系统的合理设计，使得工作装置能够完成多种作业功能；其次，快速可更换连接装置的诞生，使得能在作业现场完成各种附属作业装置的快速装卸及液压软管的快速自动连接，并且更换附属作业装置的工作在驾驶员室通过操纵手柄即可快速完成。

为完成更多的作业功能，工程机械主机作业功能将尽可能扩大，单一功能将向多功能转化，扩大了工程机械的应用领域。如液压挖掘机作业机具的多样化，同一主机可完成挖掘、装载、破碎、剪切和压实等作业。对于高速公路的施工和养护，多功能作业更为重要，具有清扫、除雪、挖掘、破碎及压实功能的养护机械依然是工程机械行业关注的热点课题之一。

另外，多种作业已从中、大型工程机械应用的局限中解脱出来，在小型和微型工程机械上也开始了应用。如山猫的滑移装载机带有快速连接装置，驾驶员可在驾驶室里完成更换不同作业装置的动作，如更换铲斗、五合一斗、叉、路面清扫器、钻孔、铣刨、破碎、除雪、抱叉、割草装置等。

4. 智能化

工程机械产品以数字化为先导，在计算机管理及故障诊断、远程监控系统、精确定位与作业、发动机燃料燃烧控制等方面进行了大量的研究。集液压、数字化技术于一体的智能系统广泛应用于工程机械的产品设计，使工程机械向信息化、智能化方向大步前进，提高了工程机械的高科技含量，促进了工程机械的发展。

工程机械控制技术的智能化已代表当今技术的发展趋势，国外大多数工程机械的产品采用微机控制技术。随着工程施工技术的不断发展完善，用户对工程建设机械提出了更高

的要求，需要全智能化控制的工程机械。全电子控制就是将机械的各项控制通过电子系统完成包括行走、工作、转向等以完成整机的集中操作和集中监控。它不仅可以大大简化现有的电路系统，从而提高机械的可靠性，而且更便于操作和集中故障诊断。智能化控制，则采用分散控制系统多CPU控制器加上以专家系统为基础的控制软件，以实现机械各部分的智能链接和协调，使工程机械向全自动、机群控制和远程控制方向发展。

自动判断、控制发动机的功率输出，通过质量自动称量、自动换挡等措施，进行功率优化匹配，实现各种工况下机械的动力输出状态始终自动处于最优，提高燃料的利用率，确保发动机排出的废气符合环境控制法规要求。

实现自动驾驶或遥控与无人驾驶功能，让驾驶员把更多的精力放在工作机构的操作和控制上或远离有害及危险环境下的施工作业。美国及日本均拥有此类产品并仍在研究该项技术。在垃圾填埋场的压实推土作业机械中，美国一著名工程机械公司，采用了无线遥控技术及卫星定位系统，控制机械设备的作业。采用该技术可提高作业效率，保证人身安全与健康。日本一著名工程机械公司最近研制成功一种断崖体上作业的挖掘机，机器体积较小，采用了遥控驾驶技术，可彻底避免人身伤害，并提高了作业效率。

用专家系统建立行走和工作机构的合理控制算法。很多工程机械的行走和工作机构之间有着某种关系，如摊铺机若通过专家系统建立行走和工作机构的合理控制算法，就能去除人为的误操作，实现两者间的优化匹配，在提高机械作业效率的基础上，提高作业的质量。

实现工程机械工作过程的在线状态监测和自动故障诊断，可以根据各种传感器的检测信号，结合专家知识库对机器的运行状态进行评估，预测可能出现的故障；在出现故障时发出故障信息或指导驾驶员查找和排除故障。

物联网、互联网+及移动信号传输技术，为工程机械智能化提供了广阔的发展空间。无人操作设备，无人化工厂已经出现。几年之内必然出现无人操作的工程机械。

5. 信息化

工程机械信息化就是利用计算机网络技术对工程机械的运行状态、工作位置进行远程监控，其主要由车载计算机及机械工作状态检测系统、卫星定位模块、无线数据通信系统、监控中心和用户接口等组成。利用美国全球卫星定位系统(GPS)及我国的北斗卫星导航系统(BDS)等，与现代通信技术结合，实现机器定位、数据回传、远程监控及控制、故障诊断等。

工程机械信息化的另一个优势体现在对机械设备的管理，它可以通过计算机网络技术建立功能强大的工程机械维修服务体系，包括保修服务机构、产品技术数据库、用户档案等。通过网络进行双向交流，及时对设备故障现象及状态检测参数作出判断，指出故障的起因、排除方法、具体拆装及调整步骤、所需的配件及应用工具等。

信息化也包括物联化及互联化。物联化指工程机械在原有基础上运用物联网的理论和技术支持进行升级优化从而具有先进、互联和智能三大特征的过程。互联化是指工程机械通过互联网实现数据远程传输及交流。

6. 机群智能化

机群智能化工程机械是指为完成某一工程施工项目，以实现最优资源配置、最优工作效率、最佳工作质量为目标的同步施工智能化工程机械的组合。通过对各智能化工程机械

单机的状态、位置、性能、工作质量和施工进度的在线检测及智能故障诊断，由主控站根据施工任务完成机群动态组织、施工动态优化调度和集团管理，以实现最佳资源利用和最优施工效果。它是以高适用性、高可靠性的单机及能对各单机实时监控、动态调度的智能控制系统为基础，以最大作业效率为目标，将施工对象视同车间流水线上的加工零件，实现高质量、高效率生产，以其灵活机动的策略和协调应变能力适应瞬息万变的形势。

机群智能化工程机械的提出改变了工程机械制造企业单纯以追求单机高性能为目标的传统思路，取而代之的是以智能化机械联合作业能力、最佳施工质量和施工企业的最大综合经济效益为目标的新理念。虽然这项技术尚属起步研究阶段，但其市场前景已引起国内企业的密切关注。

7. 绿色环保设计

1）环保材料的利用

尽量采用能再生利用的材料和资源，如结构件的设计应尽可能采用比较容易装配和分解的大模块化结构和无毒材料，以提高工程机械材料的再生率。采用长寿命、低能耗及减轻质量的设计原则，延长产品寿命，可减少机械的生产量和降低其报废量；降低产品能耗，可减少对环境的污染；而轻量化和高效率可减少材料和资源的消耗。尽量采用低环境负荷材料，不使用如氟利昂、含氯橡胶、树脂及石棉等有害材料。使废弃零、部件处理的污染最小化及综合成本最优化，工程机械产品在设计初始阶段就要考虑报废件处理简单、费用低和污染小，零部件要解体方便、破碎容易，能焚烧处理或可作为燃料回收等问题。

2）环保型工程机械产品设计

保持液压系统的清洁，可以延长换油间隔时间，减少对周边作业环境的污染；减少液压元件故障与磨损、延长常用液压元件的使用寿命。防止液压系统的渗漏对周围环境的污染，液压管路采用耐腐蚀、防老化、具备优良密封性能的优质管路。在设计时采用双泵分合流技术、液压负荷传感技术、静液驱动技术等都可达到节能降耗的目的。系统可靠性设计，运用高可靠性的成熟技术和借用经市场考验后的成熟系列零部件可延长各关键系统或零件的使用寿命，减少更换次数，减轻对周围环境的破坏与污染。

3）再制造技术

再制造就是让旧的工程机械重新焕发生命活力的过程。以回收旧的工程机械为基础，采用专门的工艺和技术，在原有制造基础上进行一次新的制造，且重新制造出来的工程机械无论是性能还是质量都不低于原先的新品。目前工程机械再制造业务处于上升趋势，工程机械再制造企业越来越多。

4）工程机械产品人性化设计

环保安全关怀型驾驶室的设计，如采用防紫外线辐射玻璃的全密封整体式、经减振降噪处理的“安全环保型”驾驶室，室内配置无氟环保型冷暖空调；充分运用人机工程学设计原理，大大改善驾驶员的工作环境，缓解疲劳，提高作业效率。工业设计改变了传统的工程机械产品外形粗放、笨重的形象，注重外观美学和车身的流线型设计，达到机器与环境的和谐，给人以视觉上的美感。人性化设计，采用省力便捷的电子化控制技术，注重驾驶员与操作界面的协调，讲求操作的舒适性。

8. 节能技术

工程机械的运作是要消耗能源的。在当今条件下，降低能源消耗是工程机械设计的主

流。做同样的事消耗尽量少的能源或在单位时间内消耗的能源最少，是我们追求的目标。工程机械节能措施有很多方面，包括减轻质量、降低发动机转速、选择更加合理的工作点、提高液压系统工作压力、储存机器工作时浪费的能量、静液传动、混合动力技术等。

减轻质量是工程机械节约能源的一种方式。做同样的事，可以用更小的机器去做，这样可以减少发动机的功率，从而减少能源消耗。发动机工作在最大扭矩点附近时，耗油率最低；降低发动机转速，可以降低油耗。发动机与变矩器等的匹配，涉及匹配点的选择问题；合理地选择匹配点可以降低机器的油耗。采用更高压力的液压系统，可以减少液压系统的流量，降低管路压力损失；同时，提高系统压力，液压元件可以更小。挖掘机在机身快速旋转到位时，需要快速停下来；装载机动臂下降时，也在浪费能源，将这些能源储存起来，在需要时释放，可以节约能源。工程机械大多采用液力传动，液力传动的最高效率只有70%～85%。现在很多产品都采用静液传动，可以提高效率，降低能源消耗15%～30%以上。采用油电混合动力技术，将发动机在工作时多余的功率转换成电能，储存在电池中，需要时再释放出来，这样可以节能20%～25%。

9. 新能源应用

以压缩天然气(CNG)、液化天然气(LNG)及液化石油气(LPG)为燃料的发动机在各柴油机厂家不断推出，工程机械厂家也推出了以CNG及LNG为燃料的工程机械。这两种燃料方式大大降低了燃料成本，也减少了尾气排放中的有害物质，甚至可以实现无污染排放。随着CNG及LNG气站的建设，加气越来越方便，CNG及LNG应用将更加广泛。随着燃料电池在汽车上的成熟应用，新型燃料电池工程机械的出现已为期不远了。

10. 无级变速技术

无级变速技术是采用无级变速器(CVT)的传动技术。CVT的特点在于其变速比不是间断的点，而是一系列连续的值。CVT结构比传统变速器结构简单，体积更小，它既没有手动变速器的众多齿轮副，也没有自动变速器复杂的齿轮组。主要靠主、从动轮和金属带实现速比的无级变化。CVT采用传动带和可变槽宽的棘轮进行动力传递，即当棘轮变化槽宽时，相应改变驱动轮与从动轮上传动带的接触半径进行变速，传动带一般用橡胶带、金属带和金属链等。CVT真正实现了变速无级化，它的优点是质量轻、体积小、零件少。与有挡位变速器相比具有较高的运行效率，油耗较低。

CVT技术与静液传动技术结合，产生了静液CVT传动技术。静液CVT传动技术综合了液压传动和CVT技术的主要优点，兼有无级调速性能和较高的传动效率，在工程机械领域有着广阔的发展前景，无疑是工程机械传动技术的发展方向。目前，美国CATERPILLAR公司、德国ZF公司都有自己的CVT传动技术。

综合习题

1. 填空题

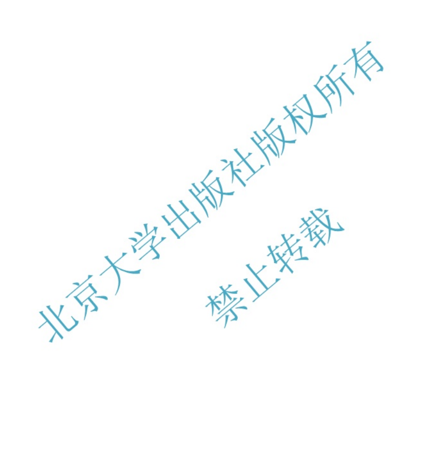
(1) 挖掘机械的种类有________、________、________、________、________、________。

(2) 我国工程机械发展的5个阶段分别是________、________、________、________

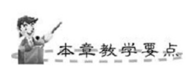
和________。

2. 简答题

(1) 现阶段工程机械的发展方向是什么?
(2) 工程机械新能源应用包含哪些?
(3) 工程机械可以采用哪些节能措施?
(4) 简述工程机械智能化包含的内容。
(5) 简述中国装载机的发展历史。



第 2 章
工程机械总体设计



知识要点	掌握程度	相关知识
设计总论	(1) 熟悉总体设计的基本任务、主要内容和主要方法； (2) 掌握工程机械设计时应遵循的原则； (3) 了解总体布置、整机主要性能参数确定的影响因素和一般方法； (4) 掌握工程机械设计的基本步骤； (5) 了解工程机械样机试制、试验	(1) 总体设计的基本任务、主要内容和主要方法； (2) 工程机械设计时应遵循的原则； (3) 工程机械的设计步骤； (4) 工程机械样机试制、试验
装载机的总体设计	(1) 熟悉装载机各零部件结构形式的选择； (2) 掌握装载机总体参数的确定； (3) 掌握装载机总体布置； (4) 掌握装载机作业阻力的计算； (5) 了解装载机稳定性计算	(1) 装载机各零部件结构形式的选择； (2) 装载机总体参数的确定； (3) 装载机的总体布置； (4) 装载作业阻力的计算； (5) 装载机稳定性计算
推土机的总体设计	(1) 熟悉推土机各部件形式的选择； (2) 掌握推土机总体参数的确定； (3) 掌握推土机总体布置； (4) 掌握推土机作业阻力的计算； (5) 了解推土机稳定性计算	(1) 土机各部件形式的选择； (2) 推土机总体参数的确定； (3) 推土机总体布置； (4) 推土机作业阻力的计算； (5) 推土机稳定性计算
液压挖掘机的总体设计	(1) 熟悉液压挖掘机各部件形式的选择； (2) 掌握液压挖掘机总体参数的确定； (3) 掌握液压挖掘机作业阻力的计算； (4) 了解液压挖掘机的平衡与稳定性	(1) 液压挖掘机各部件形式的选择； (2) 液压挖掘机总体参数的确定； (3) 液压挖掘机作业阻力的计算； (4) 液压挖掘机的平衡与稳定性

导入案例



图 2.01 柳工 CLG5100 路面冷铣刨机

柳工 CLG5100 路面冷铣刨机如图 2.01 所示。此冷铣刨机具有完善的配置，先进的性能，方便快捷的控制，其性能达到甚至超过国外同类产品。CLG563 铣刨机具有铣削深度深(250mm)，铣削速度快(工作挡最高达 36m/min，在国内同类机型中均处于领先地位)，机器功率大(140kW，2300r/min)，振动小(整机质量大于 16000kg)，车架刚性好(70mm 厚钢板整体式车架)。配置上海柴油机股份有限公司 D6114ZG1B 140kW 柴油机。行走系统和工作系统零部件和关键电气元件采用国际知名成熟品牌。输料系统为后置式，可折叠。除此之外，与国内同类产品相比优势如下。

选用国内技术领先的上柴 D6114 柴油机，动力强劲，维修方便。采用全四轮驱动，具有足够的工作牵引力和爬坡能力，是国内同型号普通产品(两轮驱动)的两倍多。整机质量大，保证了机器稳定工作、减少振动。抛料效果好、输料能力强，收料率达到 95%以上。机器最小转弯直径小于 10m，在两车道的高速公路路面上封闭一车道的情况下可转向行走。行走手柄操纵轻巧，电液比例控制实现无级调速。柴油箱容积大，在全负荷下能工作 12h 以上。喷水水箱容积大，一箱水能连续工作 2.5h 以上。完全具有自主知识产权的自动找平系统，保证铣刨过的路面平整，找平过程操作简便。

在工程机械设计工作中总体设计是最重要的一环，它对工程机械的设计质量、使用性能和工程机械的市场竞争能力有着决定性的影响。工程机械性能的优劣、作业效率的高低不仅与相关总成及部件的工作性能密切相关，而且在很大程度上取决于各有关总成及部件间的协调与参数匹配，即取决于机械的总体设计。

2.1 设 计 总 论

2.1.1 总体设计的基本任务、主要内容和主要方法

工程机械总体设计的基本任务是根据其用途、作业情况、制造条件及任务书的要求，考虑技术的先进性，合理地选择机型、确定性能参数、整机尺寸、各部件的结构形式等，进行总体布置和运动校核，从而实现整机的各种性能指标。

1. 总体设计的基本任务和主要内容

尽管工程机械的种类繁多，结构和性能差异很大，但其总体设计通常包括以下主要内容。

(1) 确定项目计划。根据产品的特点和复杂程度，明确划分设计和开发过程。一般分为方案论证阶段、工程研制阶段(包括初样机设计、试制、试验，以及正样机的设计、试

制、试验)、设计定型(鉴定)阶段。项目计划中明确每个设计和开发阶段需开展的评审、验证等，注意各节点的时间起点及终点。可采用运筹学、计算机仿真及并行工程理论，将各阶段任务进行并行，从而缩短产品开发周期。

根据设计任务书，选择机型及各总成的结构形式，确定总体布置方案。

(2) 初步确定整机主要的性能参数和基本参数。一般包括生产率、机器的使用重量、发动机功率、最大牵引力、机器的最大与最小速度、挡位数、轮距和轴距(或履带长度、宽度和比压力)、外形尺寸、工作装置的特征尺寸、工作装置的各种操纵速度和操纵力等。

(3) 确定各总成主要参数间相互关系及机器重心位置。

(4) 计算作业阻力，进行机器在各工况的受力分析，得到各零部件的设计载荷等相关数据。

(5) 进行整机的稳定性计算。

(6) 进行生产率及其他技术经济指标的初步计算。

(7) 必要时，还应进行换装工作装置的初步设计。

(8) 绘制整机的尺寸链及整机的草图。

(9) 主要元件选择。

(10) 辅助系统(如机罩、附件等)设计。

2. 总体设计的主要方法

综合运用多学科的理论知识，是进行总体设计时所采用的基本方法。若遇到难以从理论上解决的问题，可以采用以下的方法解决。

(1) 类比国内、外技术成熟的同类机器的性能参数，取得参考值。

(2) 对现有国内、外同类机器的某种性能参数进行统计分析，找出规律或综合成经验公式来处理问题。

(3) 进行一定的模拟试验，以试验结果作为设计依据。

(4) 采用相似原理的方法，根据现有同类机器的主要参数，按一定比例关系放大或缩小初步确定相对应的参数。

2.1.2 工程机械设计时应遵循的原则

在对工程机械进行设计及改造时，设计人员应遵循以下基本原则。

1. 满足使用要求

工程机械的使用要求是指通过总体设计、各总成部件的选型与设计，以及其合理的组合、匹配和布置，保证工程机械在使用条件下能够有效地实现预期的主要功能。所设计的工程机械的使用性能的优劣是检验设计是否正确的唯一标准。

不同类型的工程机械，作业条件与环境不同，使用用途也不同，因而使用工况不同，对使用性能的要求也不同。例如，对铲土运输机械而言，整机的使用性能主要包括牵引性能、动力性能、机动性和稳定性等。其中，牵引性能反映了工程机械在牵引工况下的工作能力和作业效率；动力性能反映了工程机械在运输工况下的最大运行速度、加速性能和爬坡能力，表示工程机械在该工况下的工作能力和效率；机动性表示工程机械对不同的运行条件、作业场地、工点转移、施工组织等方面的适应能力和机动灵活性；稳定性表示工程机械在作业及运行过程中抗纵向、横向倾翻和滑移的能力，表示工程机械工作时的安全性、可靠性。

因此，满足使用性能要求是工程机械设计应遵循的一条最重要的原则。

2. 满足经济性要求

工程机械的经济性是一个综合指标，表现在设计、制造、使用、维护和再制造的整个过程中。在设计和制造上，要求成本低，生产周期短；在使用和维护上，要求生产率高、效率高、适用范围大、燃料和辅助材料消耗少，使用方便，维护费用低廉；在再制造方面要求机器零部件的再用或者可循环利用程度高等。

1）提高设计及制造经济性的主要途径

(1) 实现"三化"，即尽量做到零部件标准化、通用化和产品系列化，实现模块化设计，以简化设计、保证质量、降低成本。

(2) 采用"四新"，即优先考虑采用新产品、新技术、新结构、新材料，以降低成本、提高质量、改进性能。

(3) 采用先进的生产和装配工艺，在满足工程机械性能要求的前提下，尽可能简化传动链、简化结构、减少零件的种类和数量。

(4) 所设计的零部件应尽量减少材料消耗、简化工艺和降低技术要求，并且制造容易，装配简单，互换性好，以降低制造工时和制造所需的工装费用。

2）提高使用经济性的主要途径

(1) 采用能降低能耗、提高机械作业能力和生产率的先进传动形式及支承方式，力求设计合理，提高工程机械的效率，减少燃料和动力消耗。

(2) 采用适当的防护和润滑装置、可靠耐用的密封装置，以延长工程机械的工作寿命和降低维护费用，防止油气渗漏等无意义的损耗。

(3) 设计工程机械时，不仅要考虑机器的可靠性，还要考虑维护、维修方便，为维护、维修创造条件。如力求结合部拆装方便，易损件更换方便，维护时可实现地面可达及集中维护等。

(4) 设置高效率的集中润滑系统、故障自动显示报警系统和机器状态的自动监测系统，及时显示机器的使用状况，减少停机保养、检查的时间，防止零部件的损伤，从而减少管理、保养和维护费用。

3. 满足使用法律法规等强制标准要求

设计者在设计工程机械时，应保证符合法律法规要求，即必须满足国家的有关法规。出口到国外的产品必须满足当地的有关法规，到发达国家还必须达到有关国际标准的要求。可以从安全要求、排放要求、噪声要求和电磁兼容要求 4 方面加以考虑。

4. 满足工艺性要求

工程机械的设计应具有良好的制造工艺性和维修工艺性。应尽可能简化结构及传动机构，采用优先配合、优先系列标准结构要素，合理选用零件的制造精度、表面粗糙度和形位公差要求等。

5. 满足工程机械的环境适应性要求

工程机械一般处于恶劣的工作条件，其所受外载荷复杂多变，有很大的动载荷，并常伴有冲击和振动等，因此设计时采用正确的结构方案，力求在最小的结构质量下，具有足

够的强度、刚度、稳定性和抗振能力。

6. 某些零、部件要满足耐磨性要求

由于工程机械作业条件恶劣、载荷多变，因此，设计时，要正确选择材料和热处理方法，合理确定接合副、摩擦副的比压力，选用适当的润滑方式、性能优良的防尘与密封装置等。

7. 满足其他特殊要求

工程机械设计要综合考虑人机工程、制造工程、运营工程、管理工程要求。现代工程机械越来越多引进了微处理机、各种传感器和调节装置，使工程机械产品由单一的机械产品向机-电-液一体化产品过渡，并逐步向自动控制和智能化方向发展。例如，发动机的电控燃料供给系统、变速器的电控自动换挡装置、制动器的电控防抱死装置、工作装置的准确定位系统、单杆复合转向系统等。

在进行总体设计时，除应满足上述要求，遵循其原则外，还应遵循以下原则。

（1）从系统工程学的观点处理问题，充分注意系统与环境及系统内部的各子系统之间的相互制约、相互作用、相互依赖的关系。

各个部件或总成的性能应相互协调、匹配，力求整体性能的一致性和最佳状态，不可盲目追求某个局部的最佳性能，而造成整体性能恶化或产生薄弱环节。

应力求增强机器对各种运行条件和作业要求的适应性，综合考虑机器在制造、运用和长途运输中的各种要求，以及在使用中的各种工况下的要求。

（2）在整机、零部件选型及处理某些技术问题时，应综合考虑技术上的先进性与经济上的合理性，结构形式实现的可行性与可靠性。

（3）分析所设计的机器在同类机器系列中所处的地位，并为发展系列产品打下基础。

（4）由于工程机械的受载情况复杂多变，应科学地处理小概率的极端工况下的受力分析及相关技术问题。

（5）处理好继承与创新的辩证关系。应以采用成熟技术、成熟可靠的机电零部件进行设计和协调的综合为主，也应通过深入的理论分析，进行必要的科学实验，勇于创新。

8. 采用现代设计先进技术

采用现代先进技术，包括 CAD、CAE、PLM 等设计手段，实现设计技术的数据共享及提高设计能力。采用优化设计、系统工程、模块化设计、健壮设计、容差设计、面向制造的设计等方法，提高设计质量，使产品更可靠，操作更方便，防止误操作，方便制造等。

2.1.3 总体布置

在对新型工程机械进行研发的初始阶段，一般经过调查研究与初始决策，提出整机设想，并在选择工程机械主要性能参数及发动机等以后，应进行工程机械总体布置，以便将整机绘制成具体的总体方案，并校核初步选定的各总成及部件的结构、尺寸、质量和性能指标等能否满足整机的结构、尺寸、质量及其轴荷分配和性能指标等方面的要求，寻求最佳的总体布置方案。

工程机械总体布置是总体设计方案在图面上的具体体现，对各系统设计起控制、协调和指导作用，总体布置应注意以下几点。

（1）搜集和绘制有关总成、部件的外形图。

（2）基准选择及其画法。

① 前后轮中心线及铰接中心线。通过左右前后轮中心或铰接中心并垂直于地面或车架上平面的平面在整机侧视图和俯视图上的投影线定义为基准线或面。它是标注整机各纵向尺寸的基准或零线。

② 整机中心线。整机纵向垂直于对称平面在俯视图和前视图上的投影线定义为整机的中心线。它是标注整机各侧向尺寸的基准线。

③ 地面线。地平面在整机侧视图和前视图上的投影线定义为地面线。它是标注整机高度、工作装置作业尺寸、离地间隙、接近角和离去角等尺寸的基准线。

④ 前轮铅垂线。通过左右前轮的中心并垂直于地面的平面在侧视图上的投影线定义为前轮铅垂线。它是标注整机轴距、前悬工作装置定位的基准线。

（3）轴距的选择。选择轴距时，必须综合考虑它对整机其他尺寸参数、质量参数和使用性能的影响。一般来说，轴距短，整机的总长、质量、最小转弯半径和纵向通过半径就小。但过短的轴距也会带来一系列问题，如后悬过长；工程机械行驶时其纵向角振动过大；整机加速、制动或上坡时轴荷转移过大而导致其制动性和稳定性变坏；万向节传动的夹角过大等。因此，在选择轴距时，综合各方面因素的影响，在满足轴荷分配、主要性能和整体布置等要求的前提下，将轴距设计得短些为好。

（4）轮距的选择。工程机械的轮距对整机的总宽、总质量、横向稳定性和机动性都有较大的影响，轮距大，整机的横向稳定性好，但轮距不宜过大，否则会导致整机的总宽和总质量过大。轮距必须和整机总宽相适应。

（5）工作装置主参数的确定。不同类型的工程机械，其主参数的定义是不同的。主参数决定着工作装置的外形尺寸、作业范围，并影响工程机械相关性能，决定了工作装置与底盘部分的连接。

（6）发动机和传动系的布置。发动机的布置是以曲轴中心线及曲轴中心线与缸体前(后)端面的交点和缸体中心平面为基准，将其固定在整机坐标系中。在进行发动机和传动系布置时，要注意的主要问题有发动机与发动机罩的间隙、发动机允许倾角、传动轴夹角、发动机舱的空气流动性、轴荷分配及变型设计的方便性等。

（7）驾驶室布置。进行驾驶室的布置时，要综合考虑两方面的问题。一方面，驾驶室位于工程机械整机上部，作为尺寸较大的空间部件，驾驶室的布置方位直接影响着整机高度、操纵舒适性和驾驶员视野。同时，其布置又受到发动机、工作装置等相关部件的制约，以及受到转向轨迹范围的制约。另一方面，驾驶室内部的布置，需要考虑操作者与座椅、驾驶操纵机构、仪表面板的空间尺寸位置等。驾驶室布置的基本原则是合理、舒适、美观、简洁且符合人体工程学及有关法律法规要求。在这里，人体的尺寸因素很重要，设计中一般采用美国SAE标准的人体躯干模型，模型参见图2.1和表2-1。中国人体基本尺寸参见图2.2和表2-2。

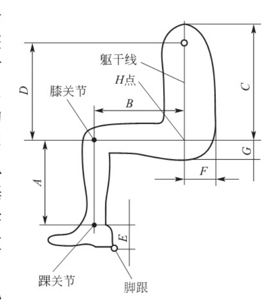


图2.1 人体躯干模型参数

表 2-1　SAE 人体模型标准　(单位：mm)

部　位		95%男性	均　值	55%女性
A	踝关节之膝关节	445	398	351
B	膝关节至胯关节	452	407	362
C	肩至胯关节	538	494	450
D	肩关节至胯关节	480	442	404
E	踝关节高度	94	86	78
F	胯关节至后背	140	128	116
G	胯关节之臀部	96	80	64

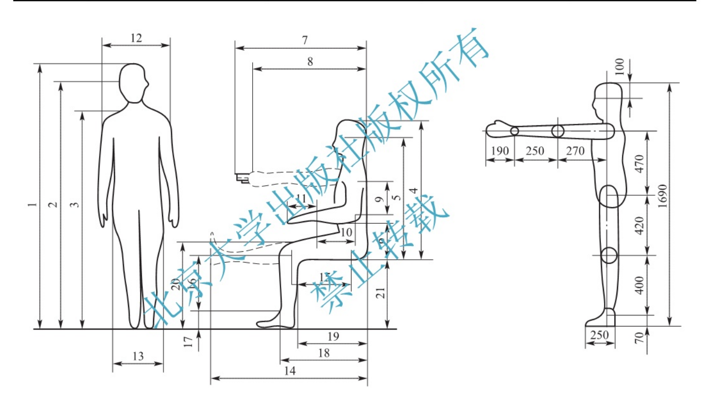


图 2.2　中国人体基本尺寸

表 2-2　中国人体基本尺寸　(单位：mm)

序号	测量项目	男		女	
		均值	标准差	均值	标准差
1	身高	1688.25	81.83	1586.17	51.29
2	眼高	1585.32	61.16	1480.25	76.02
3	肩高	1420.98	54.35	1320.26	60.96
4	坐高	896.53	36.12	848.52	31.58
5	坐姿眼高	794	—	743	—
6	肘到坐平面	245.23	41.81	238.63	25.63
7	上肢前伸长	837.78	36.91	784.50	37.98

续表

序号	测量项目	男		女	
		均值	标准差	均值	标准差
8	拳前伸长	730.87	47.07	688.84	36.79
9	大臂长	269.21	16.36	260.74	19.79
10	小臂长	247.08	13.22	225.74	19.79
11	手长	192.53	9.46	179.00	9.52
12	肩宽	426.32	20.35	391.71	21.67
13	臀宽	333.75	22.62	394.71	23.99
14	下肢前伸长	1015.91	58.91	976.69	50.84
15	大腿长	422.48	28.44	409.21	35.39
16	小腿长	401.34	21.57	368.60	22.21
17	足高	70.69	5.46	65.78	6.94
18	膝臀间距	550.78	27.49	527.77	31.28
19	大腿平长	422.92	23.31	431.76	30.34
20	膝上到足底	515.08	24.67	479.89	23.61
21	膝弯到足底	405.79	19.49	382.77	20.83

(8) 质量计算。工程机械总体布置还包括整机质量的计算，从而对轴荷分配进行控制。这里，首先要知道各部件的质量和质心位置，然后在总布置图上标出各部件的质心坐标，最后计算整机的质心坐标和轴荷分配。工程机械的机械轴荷分配是整机的重要参数，它对工程机械的牵引性、通过性、制动性、操纵性和稳定性等主要性能及轮胎使用寿命都有很大的影响。合理地选定轴荷分配直接关乎整机性能。总体设计时，为了使轴荷分配在合理的范围内，可在总布置图上对各部件的位置作适当的调整。值得注意的是，工程机械在空载和满载时，轴荷分配是不一样的，应分别进行计算和控制。

(9) 运动校核。在初步完成总布置图后，要利用作图法或计算机软件，对各相对运动的零部件进行运动校核，分析它们的运动轨迹和运动空间是否合理，防止各部件之间产生运动干涉。这些运动校核主要包括以下几点：

① 工作装置机构运动关系：主要校核工作装置的运动轨迹是否满足其运动学和动力学要求。

② 铰接式转向机构的偏转校核：主要防止前、后车体相关部分的干涉，确定铰接转向机构尺寸及转向限位形式。

③ 摆动车桥的摆动轨迹校核：主要确定摆动角限位以及相应挡泥板的空间位置。

④ 可翻转驾驶室翻转时连接驾驶室和车架之间的杆件和软管的运动轨迹：这里需要校核的有转向传动轴、变速操纵杆及其他所有操纵杆、软轴、软管、电线束等。

⑤ 驾驶区各种操纵机构的运动轨迹：主要校核各种操纵动作是否发生干涉，以及人体的动作是否在舒适的范围内等。

2.1.4 整机主要性能参数的确定

整机的主要性能参数应包括外载荷(即工作机构需克服的阻力)、牵引力、驱动工作装置及转向机构的功率、发动机的总功率、运行速度、机器自重、重心位置及轴荷重、接地比压、转向半径、整机外形尺寸等。这些参数表示机械的主要技术性能，并作为机械的各部件的设计依据。

确定整机主要性能参数的依据是设计任务书规定的原始参数及要求。其确定的方法是：依照设计任务书的要求，参考所选取的同类型的参考机种的性能参数，采用分析、类比和统计方法进行总体方案设计(结构选型与布局)来初步拟定，而后通过技术设计进行必要的调整，即设计-评价-再设计，直到满意为止。

不同类型的工程机械，描述其主要性能的参数也不同，应根据实际情况确定整机主要性能参数序列，具体做法可参照以下步骤。

(1) 收集国内外同类型机械的主要性能参数，列表汇总，以便按发动机功率、机重等统计比较其差异，找出某些参数的关系，供选择参数时参考。

(2) 分析确定机械的典型工作情况，并确定典型工况下机械的外载荷及工作速度等。

(3) 确定机械在典型工况下的主要工作机构所需的功率或牵引力所需的功率，并通过综合分析初定总功率，选取发动机。

(4) 依据所选取的发动机的调速外特性及典型工况，拟定机械的外载荷。

(5) 由类比法初步确定机械的自重，计算附着牵引力。

(6) 按照传动方案计算各挡位下机械的运行速度。

(7) 根据总体方案和结构布置，参照各部件重量计算机械重心位置，确定轴荷重、接地比压等。

(8) 初步确定外形尺寸及其他参数。

2.1.5 设计步骤与样机试制、试验

1. 工程机械设计的步骤

设计时应遵守有关标准、规范、法规、法律，不得侵犯他人专利和知识产权。

1) 拟订计划任务书

计划任务书一般是由上级主管部门、制造工厂根据工程建设、市场的需要及推动技术发展意图提出的，或者根据现有机械的使用情况提出的改进设计任务，也可能是由使用单位根据新的施工方法的需要提出的。设计出的新型工程机械应是技术先进、实用、经济、美观、畅销对路的产品。

在拟订计划任务书时，首先要进行深入的市场调查、使用调查、生产工艺调查和研究；从系统工程学的原则出发，进行全面的技术经济分析和可行性研究；从已有的基础出发，对原有工程机械样机参数进行分析比较，继承优点，消除缺陷，采用已有且成熟可靠的先进技术与结构开发新型工程机械，确保拟定的设计任务有充分的依据，使机器的设计符合正确的方向。

2) 编制设计任务书

要制订正确的设计任务书，应收集以下资料。

(1) 工程机械预定的工作条件，包括使用地区、主要用途及作业要求、土壤条件、气候等。

(2) 国内外同类工程机械的资料及其使用情况。

(3) 与工程机械设计相关的先进技术成果资料。

(4) 生产厂的设备及技术水平的资料。

设计任务书的内容应包括该工程机械的适用范围(地区)、工作条件、主要性能参数、主要部件结构形式、工作装置、附属设备等方面的要求，以及主要特点的说明。

编制设计任务书的目的在于全面地描述计划任务书和设计方向，以便正确地选择结构形式，保证获得预期的工程机械性能和运用效果。设计任务书依据计划任务书而编制，用以指导设计工作的文件。经验证明：正确的设计任务书可使设计工作具有明确的目的和方向，避免不必要的返工浪费，少走弯路。

3) 总体设计

总体设计又称为草图设计或初步设计。总体设计应依据设计任务书的要求进行，其主要工作内容如下。

(1) 确定整机方案与部件方案。

(2) 拟订传动系统和液压系统图。

(3) 绘制总体布置图与各总成部件草图。

(4) 初步估算各部件的重量、重心位置，验算桥荷分配或压力中心。

(5) 初步确定轮胎型式与规格或履带尺寸。

(6) 验算工程机械行驶与作业稳定性。

(7) 进一步确定轴距、轮距或履带接地长度和宽度。

(8) 进行牵引计算并绘制牵引特性、速度特性、动力特性。

(9) 分析工程机械的牵引性能、速度性能、动力性能及经济性，并根据分析结果对总体方案和部件方案进行必要的调整和修改。

在总体设计时，可同时做几个方案，在各方案之间进行全面的分析比较，选出一个技术经济综合最佳的方案作为最终方案。

4) 详细设计

详细设计的主要工作内容如下。

(1) 绘制零件工作图，完成全套图纸。

(2) 编制全部技术文件。

在设计和绘制零件工作图时，应始终遵循2.1.2节所述的设计原则，充分考虑其制造工艺性、维修工艺性，贯彻标准化、通用化、系列化，正确拟定制造精度和技术条件。在设计中，设计、工艺和供销人员应密切合作，使产品具有更好的工艺性，使产品更加符合市场定位及市场需要，使产品的外购件和外协件能够根据进度按时准备到位，从而提高与市场的契合度，提高产品质量，并加快试制进度。

2. 样机试制

试制样机是在进行批量生产前不可缺少的一个重要环节。其目的是通过生产实践来检验工程机械的结构和设计图纸的正确性。样机试制的工作内容包括：划分加工件、外购件和协作件；编制试制工艺文件；设计和制造试制样机所必需的工艺装备；进行零件加工、

部件装配和总装。样机试制过程中，必须按照设计图样及试制工艺进行零件加工与装配，以便在试验中发生故障或性能不合要求时，能够判明是设计不合理还是加工质量问题。

值得注意的是，样机试制过程必须与 CAD/CAM/CAPP、计算机仿真、快速原型及 3D 打印等必要技术结合起来进行，以缩短试制周期，降低试制成本。

3. 试验与鉴定

试验与鉴定包括技术检验，性能、工业试验和技术鉴定四部分内容。

1）技术检验

样机生产完成后，应进行全面技术检验，检查所生产的样机是否符合设计文件和图样的要求。只有技术检验合格后方允许进行试验。

2）性能试验

凡新产品或经重大改进、变型的产品，都要考核其性能指标是否达到设计和改进的要求，应按有关规定进行整机性能试验和工业试验。

整机性能试验应包括以下内容。

(1）静止状态测定。主要测定工程机械静止状态下的主要尺寸、工程机械重量(包括驾驶员重量在内的运行准备状态的重量)、工程机械重心位置(即重心横向偏移量，重心与前轮轴或后轮轴中心线的水平距离。对于履带式机器来说，是指重心距导向轮或驱动轮轴中心线的水平距离，重心高度)、操纵装置的操纵力和行程。

(2）行走试验。其主要内容如下。

① 测定工程机械在水平直线路面上各挡的平均速度。

② 测定工程机械的运行阻力。

③ 测定爬坡性能，即在最低挡，发动机油门全开时，爬一定长度的坡道所需的时间、爬坡速度，并计算爬坡功率。

④ 测定回转半径，用最低挡速度原地(履带式机器)或最大回转角(轮式机器)回转，测定行走机构接地轨迹的半径和机械最大轮廓空间轨迹的半径。测定时，按前进、左转、右转、后退 4 种方式分别进行。

⑤ 直线行驶性能试验。

(3）牵引试验。

(4）作业性能试验。

(5）工作装置性能试验，主要测定工作装置各种动作速度、液压系统压力和工作油缸的沉降量。

(6）测定驾驶位置的噪声、振动频率及振动加速度。

3）工业试验

在工程机械的性能试验合格后，应按照有关实验规定进行工业试验，考察工程机械设计是否正确，结构及性能是否先进。工业试验分为可靠性增长实验及型式试验，前者是为了通过试验提高产品的可靠性，而后者是为了验证产品的可靠性。

可靠性增长试验是在模拟实际使用环境下，为系统发现、消除设计及工艺上的薄弱环节和缺陷，提高产品的固有可靠性而进行的试验。产品在试验过程中出现问题，应进行故障描述，分析原因，并提出改进与预防措施。试验过程中，凡出现了问题并进行改进后，试验时间重新从零开始计算，直到达到所需的可靠性要求，试验终止。

型式试验是为了验证产品能否满足技术规范的全部要求所进行的试验。型式试验经常采用强化试验强度、提高试验负荷等手段以缩短试验时间，从而达到验证机器性能和可靠性的目的。型式试验也可采用普通加载方式。

进行完型式试验即告工业试验完成。工业试验完成后，应将样机解体，检查测试零部件的磨损情况。对于解体过程中发现损坏或磨损严重的零部件，必须加以改进，必要时还必须进行相应的试验验证。

4）技术鉴定

当样机完成性能试验和工业试验后，应作技术鉴定。技术鉴定的主要内容如下。

（1）根据设计图样和设计文件，评价设计是否正确、资料是否完备。

（2）根据各项性能试验报告及工业试验报告，评价设计是否达到设计任务书的要求。

（3）评价机械的全面性能和磨损情况。

（4）最后作出结论、提出建议等。

如对样机的试验结果和鉴定结论满意，待主管部门批准后即可交付生产。

2.2 装载机的总体设计

2.2.1 装载机各零部件结构形式的选择

1. 动力装置

装载机最常用的动力装置是工程机械用柴油机且进气增压技术应用普遍。

装载机的使用条件较差，工作场地粉尘多、负荷大及自身散热差，应选用按1h或12h功率标定的工程机械用柴油机。对于特大型装载机，可以采用两台柴油机并联的形式，每台柴油机分别经各自的液力变矩器在变速器合流。双发动机应用不仅解决了大功率机械的动力配套问题，而且提高了装载机的安全可靠性，当其中一台柴油机发生故障时，另一台还可以继续工作。

2. 传动系各零部件结构形式的选择

轮式装载机传动系有机械传动、液力机械传动、液压传动、电传动、混合动力传动等型式。目前广泛采用的是液力机械传动型式，机械传动仅在少数小型轮式装载机上采用，而电传动还仅应用于个别大型轮式装载机上，混合动力及CVT是近几年才发展起来的新技术。以下仅讨论液力机械传动型式中，各零部件的选择原则。

1）液力变矩器

（1）选型。装载机作业时牵引力和车速的变化范围大，并且变化急剧、频繁，因此对液力变矩器有如下要求。

① 有良好的变矩性能。要求所选用的变矩器应具有较大的变矩系数。

② 效率高。最高效率 η_{max} 不低于0.7～0.75，而且高效区宽。

③ 有一定的透穿性能。要求变矩器在低、中速比范围内透穿性要小，即当运行阻力增大，迫使车速降低时，发动机转速降低不多，以保证液压泵功率和作业速度。推荐透穿系数小于1.3。但在高速比时，正透穿性应很大，使泵轮吸收较小功率。当变速器位于空

挡时，发动机功率不会被变矩器本身无益地损耗掉。

轮式装载机常用的变矩器型式有单级单相或多相向心式涡轮变矩器、双涡轮液力机械变矩器等。目前较广泛采用的是双涡轮单级两相液力机械变矩器，如图 2.3 所示。

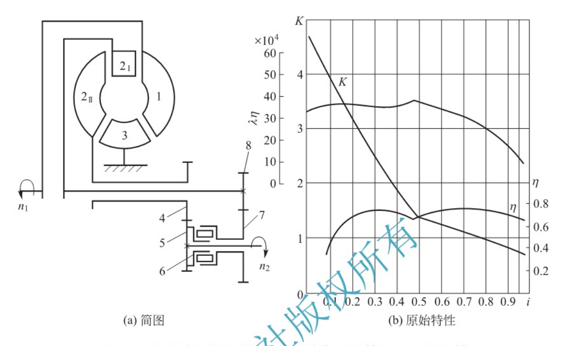


图 2.3 双涡轮单级两相液力机械变矩器简图及原始特性

1—泵轮；2_{I}—涡轮Ⅰ；2_{II}—涡轮Ⅱ；3—导轮；4、5、7、8—齿轮；6—离合器

由于双涡轮单级两相液力机械变矩器的自由轮机构的作用，变矩器可以随外载荷的变化自动控制单涡轮或双涡轮工作。其变矩系数由两段不同斜率的曲线组成，随外载荷的变化能自动变速，变矩器相当于两挡速度，这样就可以减少变速器的挡位数。双涡轮液力机械变矩器的变矩系数较大，高效率范围较宽，适合装载机在铲掘时需要克服大的作业阻力、在运输工况时需要有较高行驶速度的使用特点。其主要缺点是最高效率 η_{max} 比单级单相式变矩器低。

(2) 有效直径的确定。确定变矩器有效直径的原则是使变矩器与发动机匹配良好。而变矩器与发动机的合理匹配应保证变矩器在正常工作范围内，涡轮轴能够输出的最大平均功率和平均耗油率最低，以提高装载机作业效率和行驶速度，以及降低燃料消耗量。

变矩器有效直径 D(m)按式(2－1)确定

$$D=\sqrt[5]{\frac{M_{ez}}{\lambda_{1\eta\max}\gamma n_{\text{H}}^{2}}} \tag{2-1}$$

式中，M_{ez} 为发动机传给变矩器的最大有效力矩(N·m)；$\lambda_{1\eta\max}$ 为所选变矩器最高效率时泵轮力矩系数；γ 为工作液体的重度(N/m³)；n_{H} 为发动机的额定转速(r/min)。

发动机传给变矩器的有效力矩是指扣除驱动辅助装置及工作装置油泵所消耗的力矩后，传给变矩器的力矩。工作装置油泵所消耗的功率视装载机的使用情况及作业方式而定。在装载机作业循环的大部分时间内，行走机构和工作装置油泵都要消耗发动机功率。在铲掘工况，装载机依靠牵引力使铲斗插入料堆，同时转斗或提升动臂，装满后，装载机在行驶中将铲斗提升到卸载高度，这样，工作装置油泵要消耗发动机很大一部分功率，一般占发动机功率的 40%～60%。大中型装载机的作业条件较差，配合铲掘法是主要作业方式，在确定变矩器有效直径 D 时，发动机与变矩器应采用部分功率匹配，以提高发动机功

率利用率和装载机的作业效率。小型装载机的作业对象多以装卸松散物料为主，作业方式主要采用一次铲装法，插入和转斗并不同时动作，行走机构与工作装置油泵配合作业时间较少。为提高装载机的牵引性能和动力性能，发动机与变矩器可以采用全功率匹配。因此，可以根据不同的匹配方案及各工况功率分配情况确定发动机传给变矩器的最大有效力矩。

为保证变矩器在正常工作范围内，涡轮轴输出较大的平均功率，在所选的变矩器原始特性上找出其效率 $\eta=0.75$ 所对应的最小转速比 i'_p 及最大转速比 i''_p，取其平均值附近的几个转速比值，并在原始特性上找出相应的泵轮力矩系数 $\lambda_{1\eta\max}$，代入式(2-1)计算相应的有效直径 D。然后进行发动机与不同有效直径变矩器的匹配校核，即计算出不同有效直径 D 的变矩器在正常工作范围内的平均输出功率和平均耗油率，并进行分析比较，最后确定合理的变矩器有效直径 D。

2）变速器

目前除少数小型机械传动的装载机外，很少有采用切断动力后换挡的机械式变速器。对于液力机械传动的轮式装载机，多采用不切断动力换挡的定轴式或行星式动力换挡变速器。

动力换挡定轴式变速器挡位多、结构简单、制造工艺性好、成本低、维修方便。

动力换挡行星式变速器的齿轮受力较小，行星机构上的径向力基本平衡，齿轮模数较小，变速器结构紧凑，传动效率较高，利用离合器换挡，可以不采用旋转油缸和旋转密封，使换挡液压系统工作可靠，输入和输出轴在同一轴线上。与双涡轮变矩器结合，使用超越离合器可以采用较少的行星排获得所需的挡位数。因此，在装载机上得到了较广泛的应用。其主要缺点是结构较复杂，制造及维修拆装较困难。

某些大型装载机采用定轴与行星式变速器的组合形式：定轴式用作前进与后退换向，行星式用作变换行驶速度，发挥了各自的优点。

3）驱动桥

轮式装载机大多采用全轮驱动，以充分利用整机重量作为附着重量，使机器牵引力得以充分发挥。但全轮驱动的装载机在高低不平地面行驶或转向时，由于前、后驱动轮的滑转率不同，瞬时轮胎滚动半径不同会产生寄生功率(即前后桥之间本身较劲)。这不仅不能改善装载机的牵引性能，反而会使传动零部件产生附加载荷及附加功率损失，加速轮胎的磨损。在变速器内装有脱桥机构，使装载机在优质路面行驶时可以实现单桥驱动，以消除寄生功率。

脱桥机构需要增设操纵机构，使变速器及操纵机构复杂化。毕竟装载机是作业机械，不是用来进行长途行驶的，现在有不少装载机不设置脱桥机构。装载机需要进行长距离转移工地，采用其他车辆运输的方式。

3. 转向系

大、中型轮式装载机多采用铰接式转向方式。这是由于铰接式转向装置的转向半径小，机动性好；能使转向机构的布置简化，便于标准化和通用化；车架能左右摆动，使车轮可适应不平地面，以保证充分利用装载机的附着重量，提高装载机在恶劣地面条件下的通过性；能减小车架的扭转载荷，提高结构可靠性；车轮相对机体没有相对运动，便于采用大直径宽基低压轮胎，以提高装载机在松软地面的通过能力。其主要缺点是装载机的稳

定性较差。

小型轮式装载机的后桥摆动结构布置困难，可将车架左右摆动结构放在铰接处。

4. 制动系

一个完善的制动系应包括行车制动装置、停车制动装置和紧急制动装置三部分。

行车制动装置广泛采用钳盘式制动器及气推油的气液综合式制动驱动机构。采用单管路气路系统，脚踏板操纵，前后轮的制动系统油路独立。行车制动器一般安装在车轮的轮毂内。近年来，多片湿式制动器发展较快，该制动器摩擦片完全置于桥壳内，具有较好的传热、防泥沙及自动调整性能。

停车制动装置多采用蹄式、钳盘式或带式制动器，一般装在变速器或分动器的前输出轴上，直接抱住传动轴。其操纵机构可采用气、油或手操纵形式。

紧急制动装置是用作紧急制动或当行车制动装置发生故障时使用的。常装在变速器外的另一输出轴上，有独立的驱动机构，一般也为钳盘式。而在中、小型装载机上常与停车制动器合二为一。

5. 轮胎

在总体初步设计时，应根据装载机的主要用途、作业环境和条件，选定适宜的轮胎类型；再根据轮胎的受力情况、尺寸限制和离地间隙等要求，具体地选定轮胎规格尺寸；最后根据准确的机重、重心位置、轴距、铲斗位置和各种典型工况进行校验。

装载机多采用低压充气轮胎，以减小轮胎的接地压力，提高装载机在松软地面上的通过能力；在不平地面上行驶时，有较好的缓冲性。采用低压宽基轮胎可以提高轮胎的承载能力，改善装载机的附着性能及行驶稳定性。

根据用途和地面条件选择合适的轮胎花纹。为保护轮胎可以加装保护链或采用链板式特殊轮胎。

6. 工作装置

工作装置应根据装载机的用途、作业方式及作业条件等进行选择，并应考虑结构简单，便于布置。

反转连杆机构工作装置具有掘起力大，运输状态铲斗后倾角大，不易撒落物料，铲斗能自动放平等优点，因而结构简单的反转单连杆机构在轮式装载机上采用得较多。反转六连杆机构中，采用双摇臂结构的机型越来越少，而采用单摇臂结构的越来越多。正转八连杆机构具有很好的平移性，在小型装载机上得到应用。

2.2.2 装载机总体参数确定

装载机总体参数主要有额定工作载荷、额定斗容量、机重、最大驱动力、行驶速度、发动机功率、轮胎尺寸、传动系挡位数及各挡总传动比、掘起力、动臂提升时间、动臂下降时间及铲斗前倾的时间、铲斗后倾角及卸载角、铲斗最大卸载高度、铲斗最大卸载高度时的卸载距离、最小离地间隙、轴距、轮距、桥荷分配等。

在设计和确定装载机总体参数时，应根据其主要用途、作业条件、生产情况、使用场合等，参照同类型产品，采用分析、类比和统计的方法初步拟定，然后通过技术设计进行必要的调整，直至满意为止。下面分别叙述各个总体参数的确定方法。

1. 额定工作载荷 Q

额定工作载荷(单位为 kN)是指装载机在正常工作条件下由名义载荷确定的计算值。

轮式装载机的额定工作载荷不应超过其极限倾翻载荷的 50%(铰接式装载机应在最大转向角时也符合上述规定)，或是提升能力的 100%，取其中的较小值。此外，装载机的额定工作载荷还应与配合作业的运输车辆的载质量相适应，一般以 2～5 斗装满一车为宜，并符合国家相关系列标准。

极限倾翻载荷(单位为 kg)是将装载机置于水平坚硬的地面上，铲斗或料叉处于最大力矩力臂位置，当装载机达到倾翻的极限状态时的最小质量。

2. 额定斗容量 V_H

额定斗容量(单位为 m^3)又称为堆装斗容。当额定工作载荷确定后，额定斗容量为额定工作载荷与铲装物料的容重之比。

当额定工作载荷一定时，由于物料的容重不同，额定斗容也不相同。规定标准斗容用来铲装容重为 14～16kN/m^3 的物料；加大斗容用来铲装容重在 10kN/m^3 左右的物料；而减小斗容则用来铲装容重大于 20kN/m^3 的物料。

为提高装载机的生产率，可以根据作业范围，配备若干种不同斗容的铲斗。

3. 机重 G_0

机重是指装载机操作时的全部重量(单位为 kN)，包括带基本型铲斗的装载机自重，驾驶室，随机工具，按说明书规定灌注的燃油、传动油、液压油、发动机机油及发动机冷却液，驾驶员体重(75kg)等。

装载机在水平地面作业时，在行驶中将铲斗插入料堆。若不计惯性力的影响，则装载机的牵引力 P_{kp} 用来克服插入阻力 P_x。为使装载机在正常工作时，铲斗能插入料堆一定的深度，装载机的额定牵引力 P_k 应等于插入阻力 P_x。但牵引力的最大值受地面附着条件的限制，则额定牵引力 $P_k=P_\varphi=G_\varphi\varphi$。因此可求出装载机为克服插入阻力所必需的附着重量为

$$G_\varphi=\frac{P_x}{\varphi}\text{(轮式)} \qquad \text{或} \qquad G_\varphi=\frac{P_x}{\varphi-f}\text{(履带式)}$$

式中，φ 为附着系数(见表 2-3)；f 为滚动阻力系数(见表 2-3)。

表 2-3 轮胎在各种地面上的滚动阻力系数 f 及附着系数 φ

土壤类别	相对含水量 (W/W_0)	轮胎气压/MPa									
		0.1		0.2		0.3		0.4		0.5	
		f	φ	f	φ	f	φ	f	φ	f	φ
疏松黏土(新切土)	0.67	0.10	0.83	0.14	0.75	0.17	0.70	0.18	0.67	0.19	0.65
	1.00	0.11	0.82	0.15	0.72	0.18	0.66	0.19	0.63	0.20	0.61
	1.17	0.12	0.80	0.16	0.68	0.19	0.62	0.21	0.58	0.22	0.55
	1.33	0.12	0.77	0.18	0.61	0.21	0.53	0.23	0.47	0.24	0.44

续表

土壤类别	相对含水量 (W/W_0)	轮胎气压/MPa									
		0.1		0.2		0.3		0.4		0.5	
		f	φ	f	φ	f	φ	f	φ	f	φ
黏性湿土（新切土）	0.67	0.05	0.94	0.04	0.89	0.04	0.87	0.04	0.85	0.05	0.84
	1.00	0.05	0.89	0.05	0.80	0.06	0.75	0.06	0.71	0.07	0.69
	1.17	0.06	0.84	0.06	0.70	0.07	0.63	0.08	0.58	0.09	0.53
	1.33	0.07	0.75	0.08	0.55	0.09	0.43	0.10	0.34	0.11	0.26
非黏性湿土（新切土）	0.83	0.06	0.78	0.06	0.70	0.07	0.65	0.08	0.62	0.09	0.60
干燥沥青混凝土	—	0.03	0.90	0.02	0.82	0.02	0.76	0.02	0.72	0.02	0.70

上式中的 P_x 也可以根据装载机单位长度斗刃上所产生插入料堆的作用力(单位插入力)，即比切力来确定，见表 2-4。一般来说机器越小，比切力越小；机器越大，比切力越大。采用同样料斗结构的情况下，比切力越大，说明插入料堆的能力越强。

表 2-4　单位插入力及单位掘起力

参　　数	额定工作载荷		
	<30	40～80	>100
单位插入力/(N/cm)	200～300	300～600	600～1000
单位掘起力/(N/cm)	180～300	300～500	500～1000

为了获得较大的插入能力，装载机必须要有足够的自重。但随着装载机自重的增加，运行阻力也增大，装载机的动力性能将下降，材料消耗增加，成本提高。过分增加机械自重，还会使轮胎接地压力超过极限，使土的结构被破坏而使附着性能下降。因此，在具有同样作业能力及使用性能的前提下，应减小装载机的自重。

4. 最大驱动力 $P_{T\max}$

装载机在水平地面作业时，除需克服插入阻力 P_x 外，还需克服行驶阻力 P_f，因此，需要产生的最大驱动力为

$$P_{T\max}=P_x+P_f \quad 或 \quad P_{T\max}=P_\varphi+P_f \tag{2-2}$$

5. 行驶速度和挡位数

装载机使用时分为两种工况，即作业工况和行驶工况。作业工况需要较大的牵引力，而速度较低；行驶工况需要较高的速度，不需要大的牵引力。因此，作业工况采用低速挡，行驶工况采用高速挡。

装载机的变速器可以采用多种挡位，有两进一退、两进两退、三进两退、三进三退、四进三退、四进四退，有的甚至达到六进四退等多种形式。由于装载机在作业工况时，前

进挡与后退挡都会用到，要求装载机的后退挡数基本与前进挡相同或略少。设计中，根据实际情况选用挡位数。

由于装载机采用刚性悬架，车速不宜过高，行驶最高车速应小于 40km/h。机重越小，最高车速越低；机重大，最高车速可达到 40km/h。否则，在不平道路上行驶时，整机振动很大，驾驶员难以承受。机重 7t 以下的小型装载机最高车速应不超过 25km/h。

6. 发动机功率

发动机功率应按装载机在作业时所需的功率来确定。发动机的净功率(飞轮功率)消耗于两部分：牵引功率和驱动液压泵功率。牵引功率是由发动机经传动系驱动装载机行驶的功率。装载机上所用的油泵有工作装置液压缸用的工作油泵，转向油泵，供动力换挡、变速器换挡和变矩器冷却用的油泵等。故发动机净功率 N(kW)应为

$$N=\frac{P_{T\max}V}{3600\eta}+\sum\frac{p_iQ_i}{60\eta_k} \tag{2-3}$$

式中，$P_{T\max}$为最大驱动力；V 为装载机插入料堆的理论作业速度(前进Ⅰ挡速度)；η 为传动系总效率，机械传动取 0.85～0.88，液力机械传动取 0.65～0.75；p_i 为液压泵的输出压力(MPa)，转向液压泵在作业时一般取空载压力；Q_i 为液压泵的理论流量(L/min)；η_k 为液压泵总效率，一般取 0.75～0.85。

各液压油泵在装载机作业时不一定同时工作，对在空转状态下的油泵应按空载压力计算，而其余油泵则按系统工作压力计算。因此，当采用一次铲装法作业时，工作装置不动作，工作装置油泵及转向油泵都空转，应按空载压力计算，其余油泵则按系统工作压力计算；当采用配合铲装法作业时，转向油泵按空载压力计算，工作装置油泵及其余油泵则按系统工作压力计算。

考虑发动机的风扇、空调、空压机、消声器、空气滤清器等附件所需的功率，则发动机的总功率 N_e(kW)应为发动机净功率 N 乘以系数 $K=1.05\sim1.10$，即

$$N_e=KN \tag{2-4}$$

计算出总功率 N_e 后，即可以选择符合发动机系列标准的适当型号的发动机。此外，发动机功率还应满足运输工况的要求。

在粗略计算发动机功率时，可以参考装载机单位自重功率、单位载重功率或单位斗容功率的统计值进行确定。单位自重功率一般为 0.81～0.85kW/kN，单位载重功率为 2.6～3.7kW/kN，单位斗容功率为 52～66kW/m^3。

7. 掘起力

掘起力又称铲起力(单位为 N)，是指距装载机铲斗切削刃前端或曲线形铲斗切削刃(尖角、弧线等)最前点向后 100mm，且铲斗切削刃底部与基准地平面平行，距离不超过 20mm，由提升液压缸或铲斗液压缸产生的最大向上的垂直力，如图 2.4 所示。掘起力是由稳定性确定的，直接影响装载机的工作能力与生产率。初步设计时，掘起力 P_x(kN)可以根据额定工作载荷 Q 近似地确定为

$$P_x=20.37+1.97Q+3.03\times10^{-2}Q^2-1.17\times10^{-4}Q^3$$

或

$$P_x=(2.0\sim3.0)Q \quad \text{(动臂装有支撑撬)}$$

也可以由表 2-4 根据单位长度斗刃上所产生的最大掘起力确定。

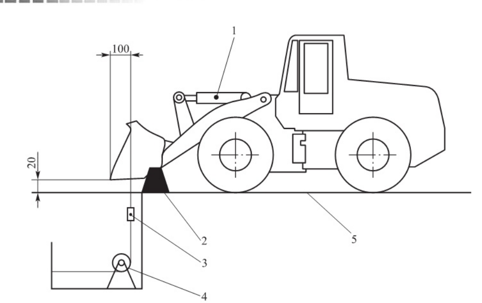


图 2.4 掘起力

1—铲斗液压油缸；2—销轴中心支撑；3—负荷传感器；4—滑轮；5—基准地平面

8. 动臂提升、下降时间及铲斗前倾时间

动臂提升时间受到工作装置油泵功率的限制，而动臂下降及铲斗前倾速度太大，会产生较大的冲击，并且使油缸上腔产生真空。因此，动臂提升时间一般为 6～9.5s，有的大型轮式装载机动臂提升时间超过该范围；动臂下降时间一般为 3～6s；铲斗前倾时间一般为 1.2～3.0s。这些时间也可以参考同类型装载机来确定。将动臂提升时间、动臂下降时间、铲斗前倾时间加在一起，称为三项和。三项和反映了工作装置在一个工作循环内动作的快慢。

9. 铲斗后倾角及卸载角

动臂在最低位置时，铲斗的后倾角 α 为 40°～45°。运输位置时，铲斗的后倾角 α_2 为 40°～45°。动臂最大举升高度时，铲斗的最大后倾角 α_3 为 60°～65°。后倾角过小或过大都会引起物料撒落。

铲斗在最大卸载高度时的卸载角 β 应不小于 45°。最大卸载高度时的卸载角越大，物料卸得越干净。

10. 最大卸载高度 H_{max} 与卸载距离 s

最大卸载高度是动臂举升到最高位置，铲斗前倾到最大角度时，铲斗最低点距基准地平面的高度。该高度 H_{max}(m)与配合作业的运输车辆有关，可以按下式确定

$$H_{max}=H+\Delta h$$

式中，H 为运输车辆车厢侧壁离地高度(m)；Δh 为斗尖与车厢侧壁间的距离(m)，一般取 0.3～0.5m。

当达到最大卸载高度时，铲斗最低点(通常为斗尖或切削刃)与装载机最前端外轮廓的水平距离，即为卸载距离。卸载距离 s(m)可以按下式初步确定

$$s\geqslant\frac{1}{2}B+0.3$$

最大卸载高度 H_{max} 与卸载距离 s 可按照相关国家及行业标准设计，也可根据用户要求设计。

度要求较高，当其中有一部件损坏时，需整体吊出车体，修理费时；由于各部件箱体刚性连接，发动机的振动会影响其他部件的正常工作。

(2) 发动机与变矩器之间用传动轴连接，变矩器与变速器连接成一体，如图 2.5(b) 所示。

(3) 发动机与变矩器连成一体，变矩器与变速器之间用传动轴连接，如图 2.5(c) 所示。

后两种方案的特点是拆卸及维修方便，发动机前、后位置不受变速器位置影响，可以向后移动，减少配重，有利于整车重量的合理分配。另外，可以根据不同机种配置不同的变矩器与变速器，零部件通用性强，但传动轴数增加。

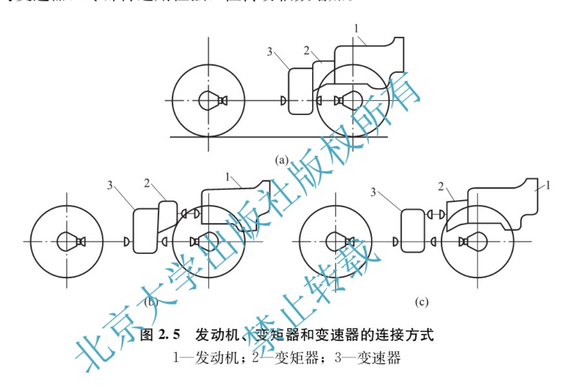


图 2.5　发动机、变矩器和变速器的连接方式

1—发动机；2—变矩器；3—变速器

2. 铰接点和传动轴的布置

铰接式装载机前、后车架铰接销的布置通常有两种方式。

(1) 分中布置：铰接销布置在前、后桥轴线的中间。转向时前、后轮转向半径相同，便于通过狭小地段。由于前、后轮轮迹始终相同，减小了在松软地面上的行驶阻力和转向阻力矩。即使处于转弯状态，整机牵引力也能得到充分发挥。

(2) 1/3～1/2 间布置：铰接销布置在距前桥 1/3～1/2 轴距处。转向时，前轮转向半径大于后轮转向半径。由于前、后轮转向半径不同，引起附加的功率损失(寄生功率)，增加轮胎的磨损。转向时其纵向和横向稳定性都下降。但铲斗原地摆动角度大，便于原地对准料堆，驾驶员不易疲劳。此外，铰接销位置偏前，便于传动系的布置。因此，当铰接销位置按对中布置有困难时，常采用该方式。

在考虑铰点位置的同时，为了改善铰接销的受力情况，将铰接销分为上、下两部分，在不影响离地间隙的情况下，可以尽量增加两铰接销的垂直距离。为避免铰接销产生附加应力，上下两铰接销中的一个应能进行上下串动，另一个不能串动。为减少磨损，铰接销采用能自动调整的球铰。

传动轴一般布置在装载机的纵向对称平面内，并尽量减少与水平面所形成的角

度。为保证在转弯情况下，传动轴两端转速的均匀性，把传动轴两端万向节对称布置且在前、后车架铰接点的两侧。如果布置有困难可以增加中间传动轴和附加支承。

3. 摆动桥的布置

为了使装载机在不平地面行驶时，四个轮胎都能着地，以提高装载机的稳定性和牵引性，应使一驱动桥能随路面的不平相对另一驱动桥作适当的摆动，摆动角为±10°～15°，并由限位块来限制。

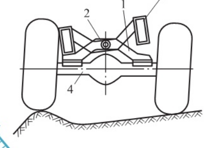
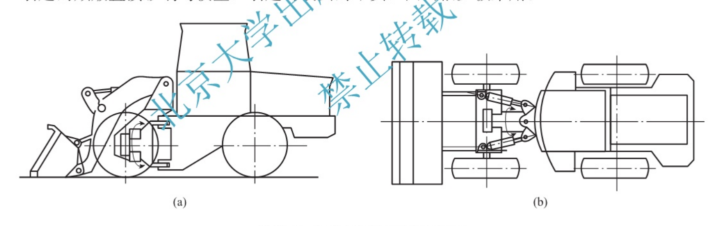


图 2.6 后桥摆动

1—副车架；2—铰接销；3—车架；4—后桥

常把后桥作为摆动桥，将后桥固定在副车架上，用纵向水平铰销将副车架铰接在车架上，这样后桥就可以绕纵向水平铰销摆动，如图2.6所示。另一种水平铰销布置方式是以后桥主传动中心为转动点，在后桥的前后端布置转动副，这样省去了副车架，后桥两端分别设置与车架的限位。后桥摆动的装载机作业时，驾驶员随前车架摆动，便于正确进行水平铲掘作业。但前轮碰上石块等凸起物时，车身摆动大，驾驶员易疲劳。

前桥摆动的装载机使整个前车架绕纵向轴摆动，如图2.7所示。此时驾驶室一般布置在后车架上，由于驾驶员不随前车架摆动，不利于进行水平作业，且行驶时路面高低不平引起的颠簸直接影响驾驶室，引起驾驶员的不安，因而很少被采用。



(a) (b)

图 2.7 前桥摆动和转向系布置

4. 驾驶室的布置

整体车架轮胎式装载机，一般都将驾驶室布置在车架前方，紧接工作装置，以使驾驶员有良好的视野。

铰接式装载机驾驶室有3种布置方式：

(1) 驾驶室布置在前车架后端。如图2.8(a)所示，这种布置形式前方视野好，转向时，驾驶员随前车架一起转动，铲斗始终位于驾驶员的正前方，便于对准料堆和运输车辆的车箱。

驾驶室与动力传动部分隔开，故发动机和传动部件的振动、噪声和热量都不易传至驾驶室。但因驾驶室比较靠近工作装置，受冲击载荷大，并且不够安全。同时由于发动机、液压泵及传动部件均在后车架，使管路、电路、操纵机构复杂。

(2) 驾驶室悬臂固定在后车架的前端。如图2.8(b)所示，这种布置形式驾驶员不随前

车架摆动，铲装和卸料时对准物料不及第一种布置好。但前后视野良好，驾驶员能直接了解装载机的折腰程度(转向角度)，增加了安全感。驾驶员受冲击较小，不易疲劳。因此，大多数装载机采用这种布置型式。

(3) 驾驶室布置在后车架的前部。如图 2.8(c)所示，这种布置形式的优、缺点与第(2)种布置方式略同，但前方视野较差，后方略好。

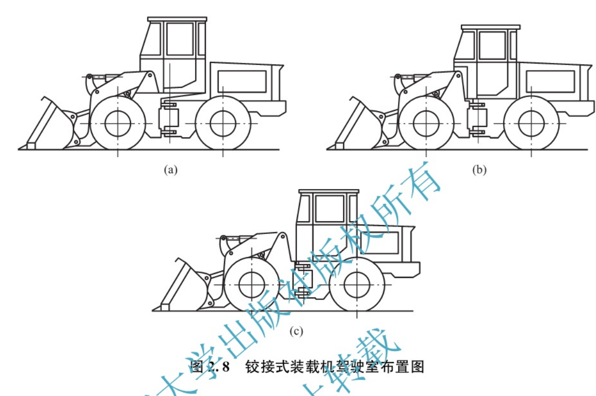


图 2.8　铰接式装载机驾驶室布置图

5. 转向系的布置

装载机的轴荷大，转向频繁，转向角度大，一般采用动力转向。铰接式装载机转向油缸常采用两个(小型装载机也有采用单油缸的)，对称布置在铰接销两侧，油缸缸头和活塞杆分别铰接在前、后车架上。一侧油缸的小腔与另一侧油缸的大腔相通，使左右转向时力矩变化均匀。前后车架绕铰接销相对转角一般取 35°～45°，超过该值，则横向稳定性能不好，给其他零部件造成影响。应注意，在转向过程中各零部件不得发生干涉，油管及软轴等部件位置变化及油缸的摆动角尽量小，以减少转向力臂变化。

6. 工作装置的布置

轮式装载机的工作装置一般布置在整机前端，结合卸载高度、卸载距离的要求及工作装置连杆机构的设计确定动臂与车架的铰点位置。在满足动臂在最高位置时的卸载要求和动臂在最低位置时铲斗不受干涉的前提下，动臂支点越向后布置，动臂举升时的外伸距离越小，稳定性越好，动臂所需转角也小，便于机构设计和动臂液压缸的布置。在满足卸载要求的条件下，若动臂与车架的铰点位置提高，则可以减少铲斗刀刃离前轴的距离，增加掘起力。反之，斗刃离前轴距离增加，掘起力减小。

在确定动臂与车架的铰点位置时，还要考虑工作装置不妨碍驾驶员视线和确保驾驶员的作业安全。

动臂油缸与车架的铰接方式通常有两种：①油缸下端与车架铰接，这种结构简单，易布置。②油缸中部与车架铰接，这种方式在动臂提升过程中，因油缸下端摆动，使油缸作

用力臂变化较小。但设计时应保证油缸下端摆动时，不与机体发生干扰。

动臂油缸与车架的铰接位置应使油缸下端有足够的离地高度，以满足装载机离地间隙的要求。

7. 桥荷分配和重心位置的计算与调整

装载机在空载和满载时，前、后桥的轴荷分配比例变化甚大，在铲掘作业时，甚至能使后轮抬起，前桥承受整机全部载荷。为了改善稳定性和降低前、后轮负荷的差别，在设计中，应尽量使装载机的中心向后移或增加平衡重量。这样做的结果，当空载时不可避免地会造成后轮负荷偏大，前轮负荷较小的现象。通过试验和相关统计数字，推荐轮胎式装载机空载和重载时桥荷的分配如下。

1）铰接式

空载时：前桥载荷占装载机自重的45%～50%，后桥载荷占装载机自重的50%～55%。

满载时：前桥载荷占装载机自重的65%～75%，后桥载荷占装载机自重的25%～35%。

2）整体车架式

空载时：前桥载荷占装载机自重的35%～40%，后桥载荷占装载机自重的60%～65%。

满载时：前桥载荷占装载机自重的60%～65%，后桥载荷占装载机自重的35%～40%。

在各零部件初步布置以后，应对桥荷分配和重心位置进行计算，以校核其是否符合上述分配值。因新机器尚未设计制造出来，所以应参考同类型装载机的相应零部件，或根据统计数据，估算所设计装载机各零部件的重量 G_i，其总和 $\sum G_i$ 应与设计的装载机的自重相接近；按零部件的形状和结构特点，估计各零部件的重心位置；根据各零部件在总布置图上的位置，定出其重心到后桥中心的距离 X_i 及重心高度 Z_i；计算装载机的重心位置。

装载机重心到后桥中心的距离 L_2 为

$$L_2=\frac{\sum G_i X_i}{\sum G_i}$$

重心高度 h 为

$$h=\frac{\sum G_i Z_i}{\sum G_i}$$

由前、后桥的轴距 L 及重心位置，即可计算装载机的前桥轴荷 G_1、后桥轴荷 G_2。

空载时

$$G_1=\frac{G_0 L_2}{L} \qquad G_2=\frac{G_0(L-L_2)}{L}$$

式中，G_0 为装载机自重。

满载时

$$G_1=\frac{G_0 L_2+Q(l+L)}{L} \qquad G_2=\frac{G_0(L-L_2)-Ql}{L}$$

式中，l 为满载时铲斗中载荷重心到前桥中心的距离；Q 为额定工作载荷。

根据以上计算，若前、后桥荷分配与设计要求接近，则可以按总体布置进行设计。若与设计要求相差较大，则可以通过改变某些零部件相对后桥中心线的位置，对车架及固定在车架上的零部件相对前、后桥的距离作适当的调整，调整配重的重量和位置等方法，对总体布置进行适当修改和调整。

8. 轮胎的校核

在总体布置后，应根据装载机桥轴荷分配，计算单个轮胎所需承受的最大载荷，对初步选择总体参数时所选的轮胎进行校验，应满足

$$N > N_{max}$$

式中，N 为轮胎的允许载荷，即轮胎的承载能力；N_{max} 为轮胎所需承受的最大载荷。

2.2.4 装载作业阻力的计算

装载机的作业阻力主要有插入阻力、铲起阻力和转斗阻力矩，这些阻力与被铲装物料的种类、粒度大小和组成、堆积情况、机械物理性能、铲斗的结构形状、铲斗插入料堆的深度等因素有关，它们通常可以根据经验公式来计算。

1. 插入阻力 P_x

插入阻力就是铲斗水平插入料堆时，料堆对铲斗的反作用力，由铲斗前切削刃和斗壁两侧切削刃所受阻力、铲斗底和侧壁内表面与物料的摩擦阻力、铲斗外表面与料堆之间的摩擦力等组成。插入阻力 P_x(N)可以按式(2-5)计算

$$P_x = 10^{-3} K_1 K_2 K_3 K_4 l_p^{1.25} B_b \tag{2-5}$$

式中，K_1 为物料块度及松散程度影响系数，对于松散程度较好的物料，块度<0.3m 时，$K_1=1.0$；块度<0.4m 时，$K_1=1.1$；块度>0.4m 时，$K_1=1.3$。如果松散程度较差，则将上述各值增大 20%～40%；对于碎石和砂砾等小块物料，$K=0.75$；对于细粒物料，$K_1=0.45$～0.50。K_2 为物料种类影响系数，其值见表 2-5。K_3 为料堆高度影响系数，其值见表 2-6。K_4 为铲斗形状系数，一般可以取 1.1～1.8，无斗齿时可以取较大值。l_p 为铲斗插入料堆深度(m)，在一次铲掘法时，取 0.7～0.8 斗底长度，在配合铲掘法时，取 0.25～0.35 斗底长度；B_b 为铲斗宽度(m)。

表 2-5 物料种类影响系数 K_2

散状物料种类	重度/(kN/m³)	系数 K_2	散状物料种类	重度/(kN/m³)	系数 K_2
煤	12～13	0.04～0.045	石灰石	26.5	0.10
河沙	17	0.06	砂质页岩	26.5～27.5	0.12
泥页岩	24～25	0.08	花岗岩	27.5～28	0.14
炉渣	8～9	0.09	铁矿石	32～38	0.17
砾石	23～24.5	0.10	磁铁矿石	42～45	0.20

表 2-6 料堆高度影响系数 K_3

料堆高度/m	0.4	0.6	0.8	1.2	1.4
K_3	0.55	0.80	1.00	1.10	1.15

2. 铲起阻力 P_z

铲起阻力是铲斗插入料堆达到一定深度后，提升动臂时料堆对铲斗产生的反作用力。最大铲起阻力常发生在开始提升铲斗时。铲起阻力 P_z(N)可以按式(2-6)计算

$$P_z = 2.2 l_p B_b K_r \tag{2-6}$$

式中，K_r 为铲斗开始提升物料时的剪切应力（kN/m^3），其值通过试验来测定。对块度为0.10～0.30m的松散岩石，K_r 值见表2-7。初步计算时，可以取 $K_r = 35kN/m^3$。

表2-7　铲斗开始提升物料时的剪切应力 K_r

铲斗宽度/m	0.75	1.00	1.25	1.50
剪切应力 K_r	40000	35000	34000	33000

3. 转斗阻力矩 M_c

转斗阻力矩是当铲斗插入料堆一定深度后，用转斗油缸使铲斗向后翻转时，料堆对铲斗的反作用力矩。若不计惯性力的影响，根据试验证明，转斗的静阻力矩随着铲斗翻转角 α 的变化而改变，如图2.9所示。在开始转斗时（$\alpha=0$），所需克服的静阻力矩最大，随着铲斗转角的增大，静阻力矩逐渐减小。当铲斗前刃离开料堆时（$\alpha=\alpha_0$），静阻力矩为 M_0。根据试验，最大静阻力矩 M_c（N·m）用式（2-7）计算

$$M_c = 1.1 P_x \left[0.4\left(x - \frac{1}{3} l_p\right) + y\right] \tag{2-7}$$

式中，P_x 为插入阻力；x 为铲斗回转中心与斗刃的水平距离（m），y 为铲斗回转中心与地面的垂直距离（m），如图2.10所示。

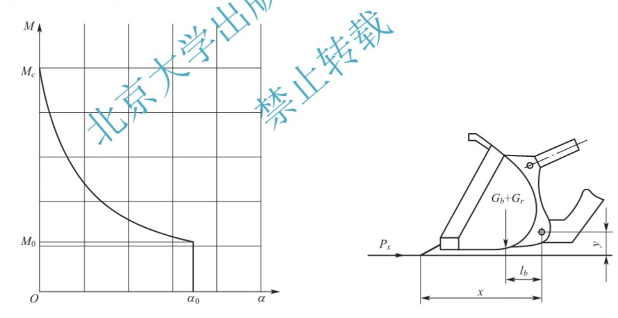


图2.9　转斗的静阻力矩与铲斗转角之间的关系图　　　图2.10　转斗阻力矩计算图

转斗时，铲斗除受到静阻力矩的作用外，还受到铲斗自重和铲斗中物料重力所引起的阻力矩的作用，因此，开始转斗时的总阻力矩 M（N·m）为

$$M = M_c + (G_b + G_r) l_b \tag{2-8}$$

式中，G_b 为铲斗自重（N）；G_r 为装载机额定工作载荷（N）；l_b 为铲斗重心到回转中心的水平距离（m），如图2.10所示。

当铲斗离开料堆后，铲斗只受到自重和物料重所产生的阻力矩。

装载机的实际作业阻力与铲装物料的方法有关。若采用一次铲装法，当铲斗插入料堆时，只有插入阻力；停止插入后，铲斗翻起，只有转斗阻力矩。若采用铲斗插入料堆的同

时，提升动臂的配合铲装法，则同时有插入阻力和铲起阻力。若采用在铲斗插入料堆的同时，转斗和提升动臂的配合铲装法，则同时存在插入阻力、铲起阻力和转斗阻力矩。采用配合铲装法时虽然3种阻力同时存在，但由于铲斗插入料的深度通常较小，实际上总阻力往往比一次插入铲掘时的阻力要小。设计时应从最不利的情况出发，3种阻力都按一次插入铲掘法计算。

2.2.5 装载机稳定性计算

装载机的稳定性是指装载机在作业和运行中抵抗倾翻的性能。这种性能包括纵向和横向两个方面，通常以稳定性系数和稳定度来衡量。稳定性系数的值不便测定，也不直观。驾驶员在实际工作中也无法用稳定性系数估计机器的稳定程度，故仅用在设计中借以度量静态稳定性。因而本书只介绍装载机稳定度的计算方法。

1. 稳定度的概念

装载机的倾翻是因为作用在机器上的合成重力作用线超过支承面而发生的。

如图2.11所示，G为作用在装载机上的合成重力作用点，A为前轮接地点，连接GA，过G点作地面垂线GE，得$\angle AGE=\alpha$。如果合成重力的作用线在支承界限A以内，即作用角小于α，则机器不会发生倾翻，如果机器的合成重力作用线恰好通过GA线，则机器处于临界稳定状态，α角被称为稳定角，$\tan\alpha$被称为稳定度，用i表示。若不计轮胎变形，则稳定度i为

$$i=\tan\alpha=\frac{AE}{EG}$$

稳定度i也表示路面的坡度。当装载机在大于稳定度i的坡道上，合成重力作用线超过支承界线，则装载机绕前轮接地点连线倾翻。

稳定度既可以度量纵向稳定性，也可以度量横向稳定性。如图2.12所示，机器合成重心G的高度为h，离前轴的距离(纵向稳定力臂)为L_1，离一侧前、后轮接地点连线的距离(横向稳定力臂)为s，则该机的纵向稳定度为$i=\tan\alpha=\frac{L_1}{h}$；横向稳定度为$i_1=\tan\alpha_1=\frac{s}{h}$。

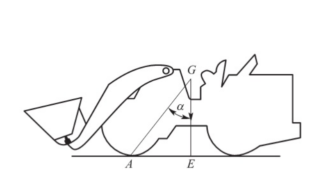


图2.11 稳定系数计算图

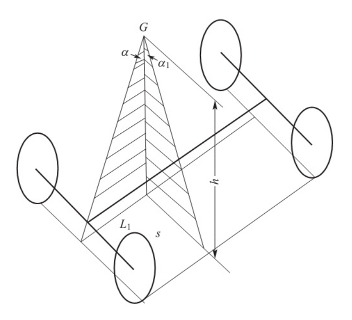


图2.12 横向和纵向稳定度

由此可知，稳定度与重心位置有关。重心位置越低，距接地点越远，则稳定度越大，装载机稳定性越好。

稳定度的值可以通过将装载机放在可倾斜的平台上实测得到，也可以在确定该机重心位置的条件下，用计算求得。

2. 装载机稳定性的工况计算

为了保证装载机在各种作业工况下安全、正常地工作，需要分析装载机在各种不同工况发生事故的原因，归纳出几种最典型而又比较容易发生倾翻事故的工况作为计算位置，并给出不同位置所允许的稳定度值，以此作为校核装载机稳定性的依据。根据装载机的作业情况，常选择以下4种工况作为稳定性的计算工况。

(1) 在额定载荷下，下坡运输作业，如图2.13(a)所示。

(2) 在水平地面，装载机满载，动臂最大外伸工况(动臂平举)，如图2.13(b)所示。这时装载机在作业中易发生纵向倾翻。

(3) 在水平地面，装载机满载，铲斗处于最大举升高度位置工况，如图2.13(c)所示。这时整机的合成重心位置高，是装载机在作业中横向稳定性最差的工况。

(4) 空载横坡路面运行，如图2.13(d)所示。

上述(1)、(2)两计算工况决定纵向稳定性，(3)、(4)两计算工况决定横向稳定性。

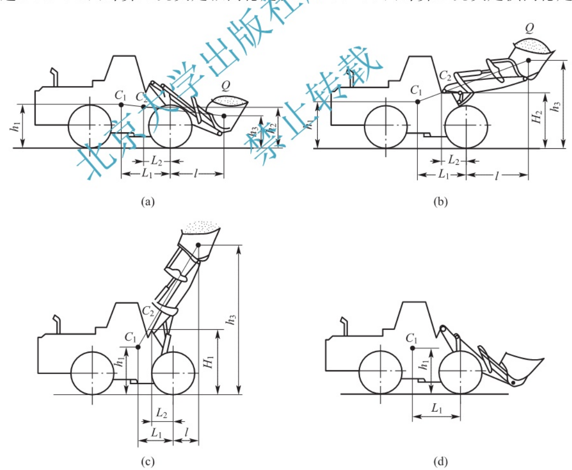


图2.13 稳定性计算工况

3. 装载机重心位置的确定

计算装载机的稳定性，首先应预知其重心位置。在进行总体布置后，可以初步计算重

心位置。但装载机重心的确切位置只有在样机制造出来后才能用试验方法测定。

如图 2.14 所示，先测量轴距 L、自重 G 和前桥负荷 G_1 然后将后轮举升一高度 Δh（θ 为 15°～30°），测定前桥负荷为 G_1'，此时前轮支反力 $N_1'=G_1'$。则装载机空载时重心距前桥中心距离 L_1 和重心高度 h_1 分别为

$$L_1=\frac{L(G-G_1)}{G};\qquad h_1=\frac{L(G_1'-G_1)}{G\tan\theta}\tag{2-9}$$

式中，θ 为机器的倾斜角，其值为 $\sin\theta=\dfrac{\Delta h}{L}$。

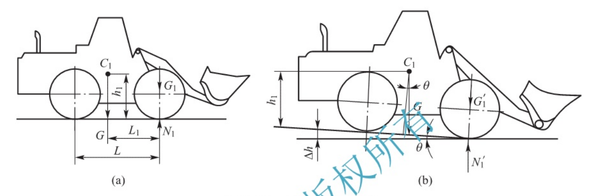


图 2.14　重心位置确定

当装载机满载时，为确定重心的位置，可以将机器的自重与载重量按平行力系合成。图 2.13 中的 C_2 点即为合成重心。

设机器空载时重心坐标为(L_1，h_1)，铲斗载荷的重心为其几何中心，即载荷重心到前桥轴中心的距离为 l，载荷重心高度为 h_3，如图 2.13 所示，则机器满载时的重心位置为(L_2，H_2)，按式(2－10)、式(2－11)计算

$$H_2=\frac{Gh_1+Qh_3}{G+Q}\quad(\mathrm{m})\tag{2-10}$$

$$L_2=\frac{GL_1-Ql}{G+Q}=\frac{h_3-H_2}{h_3-h_1}(L_1+l)-l\quad(\mathrm{m})\tag{2-11}$$

式中，Q 为装载机的载重量(kN)。

4. 装载机纵向稳定性计算

轮式装载机沿坡道或水平路面运行(或作业)时，若其所受的载荷及自重的合力作用线超出了前轮(或后轮)接地连线，将使装载机发生纵向倾翻。评价其纵向稳定性的指标为稳定度 i。稳定度的计算方法如下。

如图 2.15(a)所示，假设满载的装载机在运输作业工况下工作，当该装载机运行到坡角为 α 的坡道时，若过合成重心 C_2 的合力作用线 C_2B 恰好通过前轮接地连线上的 B 点，此时装载机处于临界倾翻状态，称 α 为临界失稳角。将 α 以坡度表示称为稳定度 i，常用百分数表示，若不计轮胎变形的影响，i 的值用式(2－12)计算

$$i=\tan\alpha=\frac{AB}{C_2A}=\frac{L_2}{H_2}\times100\%\tag{2-12}$$

如果装载机在大于稳定度 i 的坡道上运行，将发生纵向倾翻。若突然制动(或突然起动、加速等)，还应计入惯性力对纵向稳定性的影响，适当减小其稳定度 i 的值。

当装载机在水平路面上运行，其合成的重力通过重心 C_2，如果制动(或起动)的加速

度过大，则由于水平惯性力影响，其总合力作用线 C_2B 也可能超出前轮接地连线，导致机器纵向失稳，如图 2.15(b)所示。

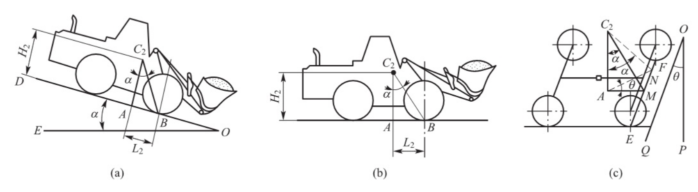


图 2.15 稳定度

除惯性力外，装载机的稳定度还受下列因素的影响。

(1) 地形的影响。装载机处于横向倾斜状态时，如图 2.15(c)所示，如果前轮接地连线 EF 与坡底线 OP 有夹角 θ，其稳定度应为

$$i_1=\frac{AN}{C_2A}=\frac{AM}{C_2A\cos\theta}=i\cdot\frac{1}{\cos\theta} \qquad (2-13)$$

所以

$$i=i_1\cos\theta$$

(2) 轮胎变形的影响。当机器绕前轮接地点翻转时，前轮承受装载机的总重。因此，前轮变形增大，后轮原有的变形消失，使装载机倾斜了一个角度，装载机纵向稳定性降低。故考虑轮胎变形时，纵向稳定度为

$$i=\left(\frac{L_2}{H_2}-\frac{\delta_1+\delta_2}{L}\right)\times100\%$$

式中，δ_1 为两个前轮承受装载机总重时的变形量与正常负荷下的变形量之差；δ_2 为装载机在水平位置时后轮的变形量。

δ_1(m)、δ_2(m)的计算关系式为

$$\delta=\frac{G_i}{n_iC}\times10^{-2}$$

式中，G_i 为桥载荷(kN)；n_i 为同桥轴的轮胎数。一般装载机每根桥上有两个轮胎，取 $n_i=2$；C 为轮胎刚性系数(kN/cm)。

5. 装载机的横向稳定性计算

对于采用后桥摆动的装载机，大多在后桥与后车架之间用纵向水平铰接销(称后桥中心销)连接。后桥可相对后车架摆动一定角度，当后桥摆动到与后车架限位块接触时，摆动角达到最大，即 γ 角。其支承可以简化为只是由两前轮接地点 E、F 及后桥纵向水平铰接销 D 三点组成，如图 2.16 所示。横向倾翻时，装载机绕 ΔEFD(投影面为 ΔEdF)的一边 DE(或 DF)为倾翻轴线倾翻，称装载机以 ΔDEF 为支承面的横向稳定性为一级稳定性。在丧失一级稳定性后，若继续倾翻，在消除了后桥与车架间的摆动角 γ 后，则装载机绕四轮接地点所构成的支承面 $EFIK$ 的一边 EI(或 FK)倾翻，故将四轮接地点所构成的支承面的横向稳定性称为二级稳定性。一级、二级横向稳定性都采用稳定度 i 来度量。

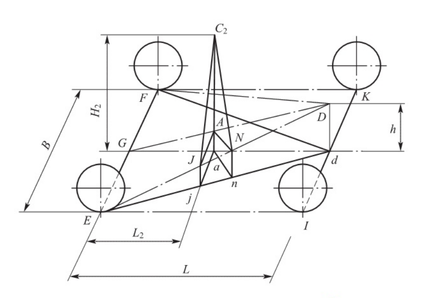


图 2.16　一级稳定性计算示意图

1）一级稳定性计算

若装载机前后轮接地点连线 EI 与坡底线平行，如图 2.16 所示，当不考虑轮胎变形时以 DE 为倾翻轴线的稳定度为

$$i'_1=\frac{AJ}{C_2A}$$

过重心 C_2 作垂直于 EI 线的垂面 C_2AJ，因 $AJ=aj$，则有 $AJ=\frac{(L-L_2)B}{2L}$，

$$C_2A=C_2a-Aa=H_2-\frac{L_2}{L}h$$

所以

$$i'_1=\frac{B(L-L_2)}{2(H_2L-L_2h)}\times100\%$$

装载机在临界倾翻时，轮胎 E 承受前桥全部载荷，轮胎 F 载荷为零。若考虑轮胎变形 δ 的影响，则横向稳定度为

$$i''_1=\left[\frac{B(L-L_2)}{2(H_2L-L_2h)}-\frac{\delta}{B}\right]\times100\% \tag{2-14}$$

式中，B 为轮距(m)；h 为后桥中心销距地面高度(m)；δ 为两个前轮承受前桥全部载荷时的变形。

实际上装载机的一级稳定性是指倾翻轴线 ED 在坡道上的投影 Ed 与坡底线平行时的稳定度，由于 E 与坡底线的夹角为 θ，由式(2-13)和式(2-14)，一级稳定度应为

$$i_1=\left[\frac{B(L-L_2)}{2(H_2L-L_2h)}-\frac{\delta}{B}\right]\cos\theta\times100\% \tag{2-15}$$

式中

$$\cos\theta=\frac{L}{\sqrt{\left(\frac{B}{2}\right)^2+L^2}}$$

2）二级稳定性计算

当一级失稳时，以 DE 为倾翻轴线的稳定度由式(2-13)确定，令

$$i''_1=\frac{B(L-L_2)}{2(H_2L-L_2h)}-\frac{\delta}{B}=\tan\beta_1$$

发生一级失稳后，装载机绕纵向水平铰销转过 γ 角(消除后桥与车架间的摆动角)后，再发生二级失稳，因此，如图2.17所示一级失稳后剩余的稳定度为

$$i'_2=\frac{RS}{C_2S}-\frac{\delta'}{B}$$

其中

$$RS=\frac{B}{2}\cos\psi-H_2\sin\psi$$

$$C_2S=\frac{B}{2}\sin\psi+H_2\cos\psi$$

所以

$$i'_2=\frac{B\cos\psi-2H_2\sin\psi}{B\sin\psi+2H_2\cos\psi}-\frac{\delta'}{B}=\tan\lambda \tag{2-16}$$

式中，$\psi=\gamma+\beta_1$；δ' 为两个后轮承受后桥全部载荷时的总变形。

图2.17 二级稳定性计算示意图

因此，二级稳定度为

$$i_2=\tan(\beta_1+\lambda) \tag{2-17}$$

装载机转向时的纵向及横向稳定性的分析计算，可以参照上述方法进行。

2.3 推土机的总体设计

2.3.1 推土机各部件形式的选择

1. 动力装置

推土机的动力大多采用柴油机。根据推土机的工作特点，宜选取12小时功率作为发动机装车的标定功率；发动机的转速一般应在1800～2000r/min，速度适应系数应在1.35～1.55；机械传动型式的推土机的发动机扭矩适应系数可以在1.15～1.25，最好能达到1.30～1.40，不得小于1.10；发动机的润滑系统良好，可以使推土机在30°～35°纵坡、15°横坡上工作；冷却系应能在±40℃的气温环境下可靠地工作。

2. 传动系

小型履带推土机，可以用机械传动。而中型以上的履带推土机多采用液力机械传动。

液力机械传动所选变矩器应有较大的工作变矩系数和起动变矩系数，以及较大的最高效率和较宽的高效率范围，而正透穿性应比较小。在与发动机匹配时，履带推土机的液力传动都采用全功率匹配，变矩器最高效率时的负荷抛物线应通过柴油机外特性标定功率点；变矩器的失速转速不可过低，否则将会造成变矩器泵轮起动空载扭矩过大，而影响柴油机的起动性能；考虑到推土机作业时工作泵消耗功率可达柴油机标定功率的30%～50%，应保证推土机作业和工作泵负载时，即使变矩器涡轮失速，柴油机也不致熄火。

履带推土机的变速器主要采用机械换挡或动力换挡两种型式。若液力机械传动与动力换挡变速器配合使用，可以改善履带推土机的使用性能。

主传动多采用螺旋锥齿轮。转向机构多采用湿式转向离合器，采用弹簧压紧、液压分离或液压压紧、液压分离。前者结构简单，工作可靠并能实现拖起动；后者结构尺寸小，摩擦片使用寿命长，但油温易升高，须设置油冷却系统，结构较复杂。转向制动器一般采用外带式结构，以转向离合器从动鼓作为制动鼓。转向离合器的操纵机构有机械式、液压助力式、液压式 3 种，小型推土机上多采用机械式，大中型推土机多采用液压助力式或液压式操纵系统。转向制动器的操纵，一般仍采用简单的踏板杠杆机构。

最终传动一般采用二级直齿轮减速或行星齿轮减速。直齿轮式最终传动结构简单，中小型推土机较多采用。行星齿轮式最终传动，传动速比大、结构紧凑、体积小，但结构及调整均较复杂。

3. 悬架

绝大多数履带推土机采用半刚性悬架，有些小型及高速行驶的履带推土机采用弹性悬架。前者的履带接地压力均匀，附着性能好，推土平稳。后者具有较好的缓冲性能，能更好地适应不平的地面，但结构复杂，承载能力较低，而且由于悬架弹性元件的振动，使铲刀切削深度发生变化，推土平稳性受到影响。

4. 行走装置

根据履带行走装置工作条件的特点，推土机广泛采用组合式履带，有的采用拼合式链轨节。为减少履带销与销套的磨损，提高使用寿命，还有采用稀油润滑履带销与销套密封润滑式履带。为使驱动轮均匀磨损，其齿数一般为奇数。驱动链轮的结构一般为齿圈式或齿块式，以利于拆装和修理。引导轮多采用箱式结构。支重轮一般是凸肩轴、浮动端面油封、双金属滑动轴套的结构。推土机的履带一般采用组合式履带结构，使用标准节距的单筋高履刺的轧制履带板，其连接形式多为直销轴连接。行走装置的张紧缓冲机构，一般采用调节方便、省力的油压调节式。

履带行走装置的密封装置，目前多为端面浮动油封，因为其结构简单，密封可靠，使用寿命长，并允许支承件与旋转件之间有一定的浮动量。

5. 工作装置

小型和重载作业的推土机，宜采用固定式铲刀。回转式铲刀的作业范围较广，直线行驶时可以侧向卸土，适用于平地作业和横坡推土作业。

多数推土机的铲刀采用液压操纵方式，其优点是铲刀可以在液压缸的作用下强制入土。在较硬土质条件下能正常作业，并保证作业质量，且操纵轻便，易于控制。

目前使用钢丝绳操纵铲刀的推土机已很少见。

2.3.2 推土机总体参数确定

推土机的总体参数包括重量、速度、牵引力等。设计时，首先选定发动机，然后将发动机额定功率作为基本参数，一般按经验公式或相似法则来确定总体参数，然后通过总体计算来校核总体性能。如果计算结果不够理想，必须对某些参数进行适当的修改，以获得良好的总体性能。

1. 推土机行驶速度及挡位数

推土机的速度主要是根据用途和工况来决定的。一般来说，对于机械传动的推土机，速度挡位大多为前5后4或前6后4。液力机械传动较多采用前3后3或前3后2。

推土机一般是用1～2挡进行切土作业，1挡行驶速度一般为2.5～3.0km/h，以获得最大的铲刀顶推力，保持最高的生产率及减少漏铲地段(铲刀边走边入土，一开始那段，切土深度不够)的长度；2～3挡为运土作业，其行驶速度一般为切土速度的两倍左右；3挡以上为空行返回，其行驶速度半刚性悬架履带推土机不大于7km/h，弹性悬架履带推土机不大于15km/h；考虑到高速运行的需要，半刚性悬架履带推土机的最高挡速度可以达10～12km/h。

倒挡时由于是空载，其速度一般比该前进挡的速度高25%～40%。

上述为机械传动推土机的行驶速度，对于液力机械传动推土机，由于液力变矩器内泵轮和涡轮有滑差损失，宜将上述各值提高1～1.5km/h。

2. 额定驱动力

在发动机选定以后，推土机的额定驱动力 P_e(kN)，可以按式(2-18)计算

$$P_e=\frac{3.6N_e\eta_t\eta_q}{V_t} \tag{2-18}$$

式中，N_e 为发动机额定功率或发动机与变矩器共同工作最大输出功率时输入传动系的功率(kW)；η_t、η_q 分别为传动系总效率和履带驱动效率；V_t 为与额定牵引力相应的推土机理论行驶速度(km/h)。

3. 推土机重量

推土机重量是基础车(拖拉机)的使用重量和工作装置的结构重量之和。

推土机的重量有使用重量 G_s 和结构重量 G_j。使用重量是指推土机的结构重量加上驾驶员体重及油、水、工具等必须附加的重量。推土机使用重量也是基础车(拖拉机)的使用重量和工作装置的结构重量之和。为使发动机额定功率工况(机械传动)或发动机与变矩器共同工作输出特性的最大功率工况(液力机械传动)和行走机构最大生产率工况相一致，推土机的使用重量 G_s(kN)可以按式(2-19)计算

$$G_s=\frac{P_e}{\varphi_e-f} \tag{2-19}$$

式中，P_e 为推土机的额定驱动力(kN)；φ_e 为额定附着系数，设计时可以取0.65～0.82；f 为滚动阻力系数，其值见表2-8。

表2-8 履带行走机构在不同地面上的滚动阻力系数 f 及附着系数 φ

支承面种类	滚动阻力系数 f	附着系数 φ	支承面种类	滚动阻力系数 f	附着系数 φ
铺砌的路面	0.05	0.6～0.8	细砂地	0.10	0.45～0.55
干燥的土路	0.07	0.8～0.9	开垦的田地	0.10～0.12	0.7～0.9
柔软的砂质路面	0.10	0.6～0.7	冻结的道路	0.03～0.04	0.2
深泥土地	0.10～0.15	0.5～0.6			

工作装置的重量一般为拖拉机结构重量的18.5%～24%，拖拉机使用重量一般比其结构重量大5%。

推土机重量还必须与发动机功率协调，即满足比重量(单位额定功率推土机的结构重量)的要求。履带式推土机的比重量一般为1.27～1.53kN/kW。

4. 履带接地长度及履带宽度

履带接地长度 L_0 及履带宽度 b 是根据推土机接地面积上的单位压力 p 来确定的。小型履带推土机平均接地压力一般为 $(40\sim65)\times10^3\text{N/m}^2$，中型为 $(65\sim90)\times10^3\text{N/m}^2$，大型为 $(90\sim150)\times10^3\text{N/m}^2$，为了提高履带推土机的通过性，湿地或松软地面作业的推土机平均接地压力应在 $3\times10^4\text{N/m}^2$ 以下。因此，履带支承面积可以按式(2-20)计算

$$L_0 b=\frac{G_s}{2p} \tag{2-20}$$

履带接地(支承)面积确定后，履带接地长度及宽度的选择应考虑对推土机附着性能、转向性能、滚动阻力、推土机行驶平顺性、作业质量的影响及履带行走装置的系列化标准等因素。普通型推土机的 b/L_0 一般为0.17～0.19。

5. 轨距

增加轨距 B 会增加其横向稳定性，但又增大了转向半径。因此，轨距 B 应满足转向条件，同时考虑到推土机纵向及横向稳定性，一般 L_0/B 为1.2～1.5(小型1.2～1.35，大型1.35～1.5)。

6. 离地间隙、驶入角和离去角

推土机行驶在推土铲开拓过的路面，无障碍物。而其短途运输常以土路为主，长途运输则采用拖车。但为防止在松软地面推土机下陷过深而增大行驶阻力、影响作业，推土机的离地间隙常在300～460mm。

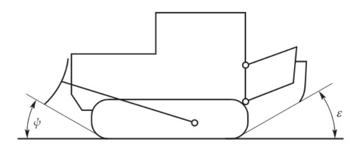


图2.18　推土机的驶入角及离去角

当铲刀提升到极限位量时，从切削刃向推土机履带前缘所作的切线与地平面的夹角称为驶入角 ψ，如图2.18所示。驶入角的选择应考虑铲刀的最大提升高度及爬坡性能要求。一般固定式铲刀推土机取 $\psi\geqslant20°\sim30°$；回转式铲刀推土机取 $\psi\geqslant20°\sim25°$。

推土机的离去角 ε 是指松土器提升到极限位置，从松土齿齿尖向推土机履带后缘所作的切线与地平面的夹角，如图2.18所示，一般取 $\varepsilon\geqslant20°$。

7. 推土铲提升高度及切削深度

推土铲的提升高度应大于推土机离地间隙，达到或超过规定的驶入角。推土铲提升以不碰机头为限，推土铲(回转式推土铲指顶推架)与机头俯视间距一般大于0.1m。

若切削深度过大，则由于切削阻力加大引起牵引力不足；而切削深度过小，将使发动机功率得不到充分发挥，降低了生产率。因此，切削深度确定的原则为铲刀降至最低位置，切削刃和推土机压力中心之间的连线与地面夹角不小于20°。

8. 推土铲升降速度

推土铲的升降速度与推土铲的操纵方式有关。对于用钢丝绳操纵的推土铲，靠自重下降，靠钢丝绳提升，平均提升速度在 0.5～0.6m/s 以上。液压操纵的推土铲升降速度在 0.2m/s 以上。

9. 比推力及比压入力

比推力 q_{KP} 是单位切削刃宽的顶推力。比推力大说明推土机推土力大、适应性强、生产率高，q_{KP}(N/m)按式(2-21)计算

$$q_{KP}=\frac{P_d}{B}\times 10^2 \tag{2-21}$$

式中，P_d 为推土机的有效牵引力。

比压入力 q_Z(MPa)是铲刀单位支地面积的垂直压力，按式(2-22)计算

$$q_Z=\frac{P_Z}{10^6 F} \tag{2-22}$$

式中，F 为切削刃接地面积(m^2)，$F=Bx$，x 为切削刃磨损后的接地长度；P_Z 为推土机在油缸力作用下，抬头失稳处于极限情况的推土铲垂直压力，如图 2.19 所示，可以由式(2-23)计算

$$P_Z=G_s\frac{l}{l_1} \tag{2-23}$$

式中，G_s 为推土机使用重量(N)；l、l_1 分别为推土铲切削刃及整机重心至倾翻点水平距离。

图 2.19 铲斗垂直压力确定

比推力及比压入力随推土机用途、功率大小而异，适应各类土壤的比推力和比压入力见表 2-9，通常推土机功率大时选较大值。

表 2-9 推土机的比推力和比压入力

名称	土的级别			
	Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ	Ⅳ
比推力 q_{KP}/(N/m)	<15000	20000～30000	40000～45000	60000
比压入力 q_Z/MPa	<1.0	1.2～2.0	2.5～3.5	3.5

2.3.3 推土机总体布置

绝大多数履带式推土机采用发动机前置式、驱动轮后置。这种布置方案使传动系布置容易，履带传动效率较高，但视野较差。

1. 重心布置的原则

因为推土机可以近似地看作相对于推土机纵轴中心线的横向对称布置，因此推土机的

重心位置主要是指纵向的布置，而重心的高度在满足离地间隙要求的情况下，为提高稳定性，应尽量降低。重心布置的基本原则是保证推土机主要工况接地压力均匀分布，其他工况接地压力不均匀程度不能太大，并保证推土机的纵向及横向稳定性。

假设将推土机整机重心布置在接地中心线上，在推土机作业时，若土壤对铲刀的反作用力有垂直向下的分力(如满铲提升工况)，则接地压力分布不均匀，前面大后面小，如图2.20(a)所示；若土壤对铲刀的作用力有垂直向上的分力(如推土铲强制入土工况)，则接地压力分布如图2.20(b)所示。为了使推土机在作业过程中，避免上述两种情况的出现，对于图2.20(a)所示的情况，应使整机重心布置在推土机的接地中心线后方；对于图2.20(b)所示的情况，则应使整机重心布置在推土机接地中心线的前方。因此，重心布置中起决定性的因素是土壤对推土铲反力的方向和大小，这个因素掌握得越准确，越能对重心坐标提出较准确的数据。

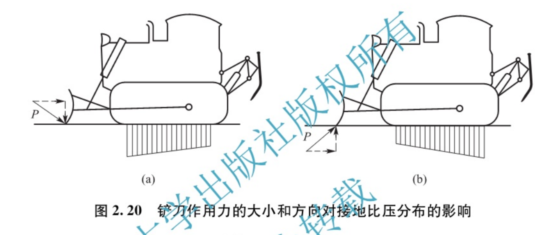


图2.20　铲刀作用力的大小和方向对接地比压分布的影响

图2.21　推土机重心位置的确定

2. 推土机重心坐标的确定

为了使液压推土机推土铲具有良好的强制入土性能，重心布置以强制入土为基本工况。要求此时接地比压均布，压力中心位于接地中心线上，如图2.21所示。以驱动轮中心线与地面交点 O 为坐标原点，建立坐标系。重心位置距 O 点为 l，地面对履带支反力的合力 N 离 O 点距离为接地长度的一半，即 $L/2$。

由 $\sum Z=0$ 得　$N=G_s-P_Z$

由 $\sum M=0$ 得　$G_s l-P_Z l_1-N\dfrac{L}{2}=0$

可得

$$l=\frac{L}{2}+\frac{P_Z}{G_s}\left(l_1-\frac{L}{2}\right) \tag{2-24}$$

式中，l_1 为土壤对推土铲的垂直反力作用点到驱动轮中心线的距离。

由式(2-24)可知，若以入土工况为基本工况，要使接地比压均布，必须将重心布置在接地中心之前。当重心位于接地中心线之前时，推土铲强制入土性能提高，入土力大，不易抬头。

若以推土或推土铲提升工况为基本工况，此时 P_Z 方向向下，同样通过受力分析可以

得到

$$l=\frac{L}{2}-\frac{P_Z}{G_s}\left(l_1-\frac{L}{2}\right) \tag{2-25}$$

说明有些推土机的重心应布置在接地中心线稍后的位置。

为了使履带式推土机有良好的牵引附着性能、通过性及稳定性，在任何工况下压力中心的位移不能过大。通常压力中心距接地中心线的位移量前后均不超过$\frac{L}{6}$，否则可能造成履带的一端接地比压迅速增加，使推土机的使用性能变坏。

2.3.4 推土机作业阻力的计算

以推土机在水平地面等速行驶，推土铲以最大切削深度作业，当切土结束提升推土铲的瞬时所产生的最大作业阻力工况作为计算工况。其作业阻力主要有切线切削阻力 P_Q、铲刀前积土的推移阻力 P_t、刀刃与土壤摩擦阻力 P_{m1} 和土屑沿铲刀上升时的摩擦阻力的水平分力 P_{m2}。

1. 切线切削阻力 P_Q

设 P_Q(N)的作用点在铲刀刃前，作用方向沿铲刀切削角底边并与推土机前进方向相反，则

$$P_Q=10^6 Bh_P K_b \tag{2-26}$$

式中，B 为推土铲宽度(m)；h_P 为推土铲平均切削深度(m)；K_b 为切削比阻力(MPa)，其值见表 2-10。

表 2-10 各种土壤的切削比阻力 K_b 及刀刃入土的比阻力 K_y (单位：MPa)

土的级别	土的名称	K_b	K_y
Ⅰ	砂、砂质土、中等湿度的松散黏土、种植土	0.01～0.03	0.25
Ⅱ	黏质土、中细沙砾、松散软黏土	0.03～0.06	0.6
Ⅲ	密实黏土质、中等黏土、松散黏土、软泥炭	0.06～0.13	1.0
Ⅳ	含碎石或卵石的黏土、重湿黏土、中等坚实煤炭、含少量杂质的石砾堆积物	0.13～0.25	1.4
Ⅵ	中等页岩、中干黏土、坚实而硬的黄土、软石膏	0.25～0.32	

2. 铲刀前积土的推移阻力 P_t

铲刀前的积土情况如图 2.22 所示。P_t(N)的计算式为

$$P_t=G_t\mu_2 \tag{2-27}$$

式中，μ_2 为土与土之间的摩擦系数，其值见表 2-11；G_t 为推土铲前积土重量(N)，其值可以由式(2-28)计算。

$$G_t=\gamma_g\frac{B(H-h_P)^2}{2\tan\phi_0} \tag{2-28}$$

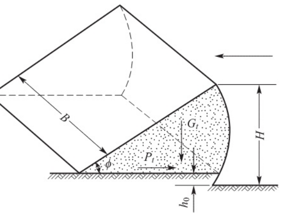


图 2.22 铲刀前的积土

式中，γ_g 为土的重度（N/m^3），其值见表 2-12；H 为推土铲高度（m）；ϕ_0 为土壤的自然坡度角，其值见表 2-13。

表 2-11　土对土和土对钢的摩擦系数 μ_1、μ_2

土壤名称	μ_1	μ_2
砂土和亚砂土	0.8	0.35
中质亚黏土	1.0	0.50
重质亚黏土	1.2	0.80

表 2-12　几种土壤的黏聚力 C、内摩擦角 ϕ 和重度 γ_g

塑性土壤的种类	黏土			亚黏土			亚砂土		
	C/MPa	ϕ/(°)	γ_g/(kN/m^3)	C/MPa	ϕ/(°)	γ_g/(kN/m^3)	C/MPa	ϕ/(°)	γ_g/(kN/m^3)
硬性	0.10	22	21.5	0.06	25	21.5	0.02	28	20.5
半硬	0.06	20	21.0	0.04	23	21.0	0.015	26	20.0
低塑	0.04	18	20.5	0.025	21	21.0	0.01	24	19.5

表 2-13　土壤的自然坡度角　　（单位：°）

种类 状态	碎石	砾石	砂石			黏土		轻亚黏土	种植土
			粗砂	中砂	细砂	肥土	贫土		
干	35	40	30	28	25	45	50	40	40
湿	45	40	32	35	30	35	40	30	35
饱和	25	35	27	25	20	15	30	20	25
塑性	0.02	14	19.5	0.015	17	19.0	0.005	20	19.0
高塑	0.01	8	19.0	0.01	13	18.5	0.002	18	18.5
流动	0.005	6	18.0	0.005	10	18.0	0.00	14	18.0

3. 刀刃与土壤摩擦阻力 P_{m1}

P_{m1}（N）的计算式为

$$P_{m1}=10^6K_yBx\mu_1 \tag{2-29}$$

式中，K_y 为推土铲切削刃磨损后，切削刃压入土的比阻力（MPa），其值见表 2-10；x 为切削刃磨损后的接地长度（m），如图 2.23 所示，近似计算取 0.007～0.01m；μ_1 为土壤与钢铁的摩擦系数，其值见表 2-11。

4. 土屑沿铲刀上升时的摩擦阻力的水平分力 P_{m2}

P_{m2}（N）的计算式为

$$P_{m2}=G_t\mu_1\cos^2\delta \tag{2-30}$$

式中，δ 为推土铲的切削角。

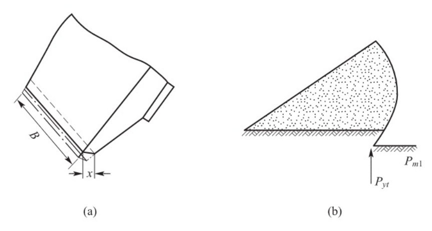


图 2.23 铲刀刃与土壤的摩擦阻力

综上所述，推土机的作业阻力 P_T 为

$$P_T = P_Q + P_t + P_{m1} + P_{m2} \tag{2-31}$$

2.3.5 推土机稳定性计算

推土机的稳定性包括防止推土机前倾翻、后倾翻、侧向倾翻及横向滑移等现象的出现。下面讨论几种典型工况。

1. 推土机切土作业的稳定性

推土机的作业条件为推土机水平运行、用最大牵引力等速切土，同时提升推土铲。计算该工况稳定性是防止推土机出现向前倾翻的现象。如图 2.24 所示，稳定性的判断式为

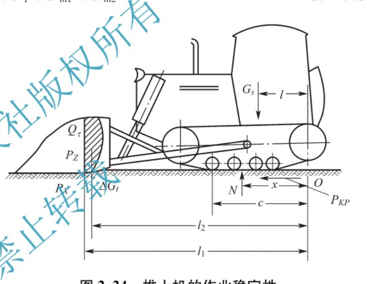


图 2.24 推土机的作业稳定性

$$x \leqslant c$$

式中，c 为最前端支重轮下的履带接地点到驱动轮中心线的距离；x 为支承履带的土壤法向反力的合力 N 至驱动轮中心线的水平距离。由 $\sum M_0 = 0$ 得

$$x = \frac{G_s l + P_Z l_1 + Q_\tau l_1 + \Delta G_t l_2}{N} \tag{2-32}$$

式中，G_s 为推土机的使用重量；P_Z 为土壤对推土铲反力的垂直分量，$P_Z = P_X \cot(\delta + \phi_1)$，其中 δ 为推土铲的切削角，ϕ_1 为土壤与钢铁的摩擦角；Q_τ 为土壤的剪切阻力，$Q_\tau = P_X \mu_2 + \tau \cdot B \cdot H$，其中 μ_2 为土壤的内摩擦系数，τ 为土壤的单位内聚力；ΔG_t 为推土铲带起的土堆重量，可以取 $\Delta G_t = \frac{G_t}{3}$，$G_t$ 为推土铲前的积土重量；N 为土壤法向反力合力，$N = G_s + P_Z + Q_\tau + \Delta G_t$。

2. 推土机坡道运行的稳定性

推土机坡道运行的稳定性包括推土机在坡道上的纵向运行稳定性和横向运行稳定性。

1）纵向稳定性

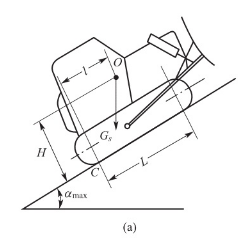
图 2.25(a)所示为上坡时推土机的极限坡度角。设整机重心位置在 O 点，此时机重 G_s 的作用线不能越出履带后支承点 C。否则推土机就会绕 C 点向后倾翻；同理，在图 2.25(b)中，

推土机下坡时 G_s 的作用线不能超过 C' 点。否则推土机将绕 C' 点向前倾翻。所以有

上坡倾翻极限角 $$\alpha_{max}=\arctan\frac{l}{H}$$

下坡倾翻极限角 $$\alpha_{max}=\arctan\frac{L-l}{H}$$

式中，H 为重心离地面高度。



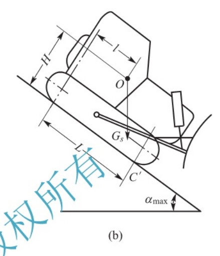


图 2.25　推土机的纵向稳定性

推土机在坡道上行驶，还受发动机功率、地面附着条件等限制。为了使推土机在坡道上不滑移，应按地面附着条件计算不滑移的极限坡度角 α_φ。若不计滚动阻力，由 $G_s\sin\alpha\leqslant G_s\cos\alpha\cdot\varphi$，则不滑移的极限坡度角为 $\alpha_\varphi=\arctan\varphi$。

考虑到行驶安全性，要求推土机在坡道上行驶时倾翻后于滑移，即上(下)坡倾翻极限角应大于不滑移的极限坡度角。

因此，履带推土机纵向行驶稳定条件为

上坡时 $$\frac{l}{H}>\varphi \tag{2-33}$$

下坡时 $$\frac{L-l}{H}>\varphi \tag{2-34}$$

式中，φ 为推土机附着系数。

2) 横向稳定性

横向稳定性反映了推土机在坡道上横坡行驶及停放不倾翻的能力。横向稳定性的极限角也称横向临界坡角。如图 2.26 所示，令高侧履带接地面上的垂直反力 $N_1=0$，则

$$G_s\cos\alpha\ [0.5(B+b)-e]-G_s\sin\alpha\cdot h=0$$

$$\alpha_{max}=\arctan\frac{0.5(B+b)-e}{h}$$

式中，e 为推土机重心离纵向中心线的偏移量，近似计算时，可以取 $e=0$；b 为履带宽度。

同理，推土机在坡道上横向行驶也受地面附着条件的限制，横坡安全行驶的条件为

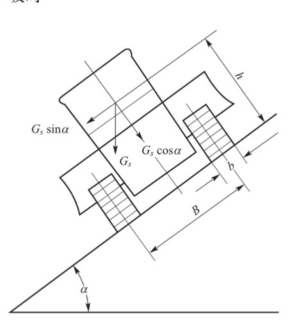


图 2.26　推土机横向稳定性

$$\frac{0.5(B+b)-e}{h}>\varphi' \tag{2-35}$$

式中，φ'为侧向附着系数。

2.4 液压挖掘机的总体设计

2.4.1 液压挖掘机各部件形式的选择

1. 动力装置

单斗液压挖掘机(以下简称液压挖掘机)最常用的动力装置是工程机械用柴油机。由于液压挖掘机工况复杂，负载变化剧烈，在选择动力装置时，需要解决好柴油机与液压泵的功率匹配问题，否则会造成燃油利用率不高。近年来，出现了混合动力挖掘机，其动力多采用油电混合作为解决方案。它的工作原理是借助蓄电池，超级电容等储能元件，在小负载工况下由柴油机驱动发电机向储能元件蓄能，在大负载工况下再将储存的能量释放出来驱动电动机，作为辅助动力与柴油机一起满足峰值负载功率的要求，或者用电动机直接驱动液压系统，实现柴油机输出功率和扭矩的均衡控制。这就可以在设计中按照平均负载功率来选择柴油机，用功率较小的柴油机来驱动大吨位挖掘机，而且柴油机运行平稳，始终处于高效运行状态，因此能大幅提高燃油效率。

2. 传动系

(1) 履带式挖掘机绝大部分为全液压挖掘机。挖掘机液压传动系统由液压动力元件(油泵)、控制元件(各种阀类)、液压执行元件(油马达、油缸)和液压辅助元件(油箱、油管、滤油器、接头和密封件等)所组成。油泵将发动机所输出的机械能传递给执行元件，执行元件再将液压能转变为机械能，从而完成预期的各种动作。履带式挖掘机液压传动系统工作原理如图2.27所示。

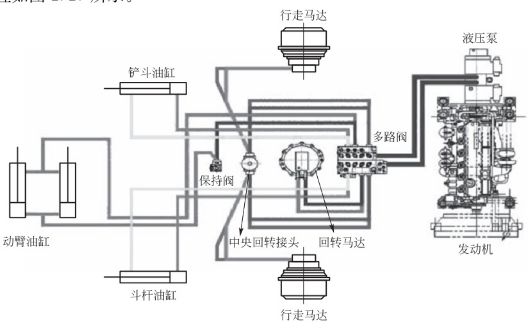


图2.27 履带式挖掘机液压传动系统工作原理

履带式液压挖掘机的传动路线如下：

发动机→联轴器→油泵→控制阀→{油缸(挖掘)；油马达(回转)；油马达(行走)}

(2) 轮式挖掘机传动系统主要有全液压式和液压机械式。全液压式传动即每个车轮都装有一个油马达，实现单独驱动。机械转弯时车轮间的速度由液压系统调控，自行达到差速作用。因此每个车轮都能很好地适应越野工况。每个车轮内安装的油马达有高速和低速两种。这种传动系统与机械传动系统相比省掉了上下传动箱，结构更简单。

轮式液压挖掘机的传动路线如下：

发动机→联轴器→油泵→控制阀→{油缸(挖掘)；油缸(转向)；油马达(回转)；油缸(支腿)；油马达(行走)}

液压机械式轮式挖掘机在行走部分采用了机械传动，而其他系统采用液压传动，共同使用一个发动机，其传动路线如下：

发动机→联轴器→油泵→控制阀→行走马达→变速器→前、后桥

3. 工作装置

液压挖掘机工作装置主要形式(图 2.28)如下。

(a) 反铲　(b) 正铲　(c) 抓斗　(d) 起重吊钩

图 2.28　单斗液压挖掘机工作装置的主要形式

(1) 反铲。反铲是中小型液压挖掘机的主要工作装置，主要用于基坑开挖等停机面以下的土方工程，也可以挖停机面以上的土方工程。液压挖掘机的挖土动作，主要靠挖掘机动臂、斗杆和铲斗的自重及各工作液压缸的推动力，因此，它的切削力较大。液压挖掘机的动臂可分为组合式和整体式两种。组合式动臂由上、下两节或多节组成，其工作尺寸和挖掘力可根据作业条件的变化进行调整。因此，组合式动臂除用于挖掘作业外，还适用于边坡的修整和工作平面的平整。

(2) 正铲。正铲挖掘机主要用于挖掘停机面以上的工作面。由于液压挖掘机正铲的动臂摆幅能够变化，因此也能挖掘停机面以下工作面的土壤。正铲的卸土方式有两种：前卸

式和底卸式。用反铲改成的正铲斗只能用前卸式卸土。底卸式铲斗靠液压缸打开斗底卸土，以增加卸土高度，减少土对运输车辆的冲击。

在挖掘比较松散的物料或装载散状物料时，正铲斗可换装成装载斗。在整机重量不变的情况下，这种铲斗的斗容量可以增加到反铲斗容量的1.6～2倍。

(3) 抓斗。液压抓斗根据作业对象不同，其结构形状也不相同。用于土方作业的抓斗，一般为双颚式，斗容量约等于正、反铲的斗容量。由于液压抓斗的抓取力比钢丝绳式抓斗大得多，故其生产率也较钢丝绳抓斗高得多，作业质量也好。但其挖掘深度受动臂和斗杆限制，因此挖掘深度较小。为了增大挖掘深度，可在斗杆端部和抓斗之间加几节加长杆。

(4) 起重吊钩。通用液压挖掘机只要在斗杆端部把铲斗换成吊钩，就可以成为液压起重机。这种起重机起重能力比一般起重机小得多，但由于它机动灵活，因而在某些工程中(如敷设管道)的效率比较高。有时为了配合反铲作业，在吊装不太重的物体时，可以直接在反铲斗上安装吊钩。

(5) 其他工作装置。液压挖掘机还可以配用其他装置完成不同的作业。如装上平整铲刀，可进行推土、平整边坡、基坑等；配上液压镐，可进行岩石、混凝土路面的破碎；装上液压钻，可在地面上钻孔；装上松土器，可以耙松硬黏土和红砂岩等。

挖掘机属于循环作业式机械，每一个工作循环包括挖掘、回转、卸料和返回4个过程。

4. 回转支承装置

挖掘机回转支承装置承受了轴向力、倾覆力矩和径向力。图2.29形象地描绘出理论载荷分布状况。其前部承受压力，后部承受拉力，而径向力在多数情况下，相对很小。

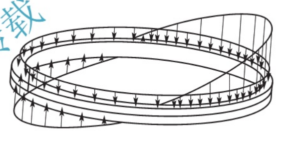


图2.29 回转支承装置上作用的力和力矩示意图

现在回转支承装置普遍采用回转滚盘结构。它其实就是大型滚动轴承，主要用来承受轴向力及倾覆力矩引起的轴向载荷。

回转滚盘有多种结构形式，主要有交叉滚柱滚盘、单排滚珠滚盘、双排滚珠滚盘、多排滚珠滚盘等，其相互间的比较见表2-14。

表2-14 回转滚盘比较表

性能及工艺性	交叉滚柱滚盘	单排滚珠滚盘	双排同径球滚珠滚盘	双排异径球滚珠滚盘
接触性能	线	点	点	点
滚道组数	1	1	2	2
对锥角或弧面误差、座圈变形、滚道精度敏感性	敏感	较不敏感	较不敏感	较不敏感
结构	简单	简单	较复杂	较复杂
座圈的拆装	较难	较易	较难	较难

续表

性能及工艺性		交叉滚柱滚盘	单排滚珠滚盘	双排同径球滚珠滚盘	双排异径球滚珠滚盘
轴向尺寸		小	小	大	大
滚盘质量		较轻	较轻	较重	较重
接触点硬度		沿滚道宽度不均，两端小	好	好	好
摩擦阻力		较大	小	小	小
回转		较不灵活	较灵活	较灵活	较灵活
尺寸	D_0/mm	1000	1000	1000	1000
	H/mm	80	80	80	80
	α/(°)	45°	>45°	90°	90°
	d_0/mm	30($l\approx25$)	42	20	20
滚动体个数 z		104	66	138	138
静容量 C_j	C_j/N	$C_j=f_0 d_0 l \frac{z}{2}\sin\alpha$	$C_j=f_0 d_0^2 z\sin\alpha$		
	f_0	10	5		
	C_j/N	2760000	4120000	2760000	1950000
动容量 C_d	C_d/N	$C_d=10\times\left[f_c(l\cdot\cos\alpha)^{7/9}\cdot\tan\alpha\cdot\left(\frac{z}{2}\right)^{3/4}\cdot d_0^{29/27}\right]$	$C_d=10\times[f_c\cdot(\cos\alpha)^{0.7}\cdot\tan\alpha\cdot z^{2/3}\cdot3.647\cdot d_0^{1.4}]$	$C_d=10\times[f_c(\cos\alpha)^{0.7}\cdot\tan\alpha\cdot z^{2/3}\cdot d_0^{1.8}]$	
		840000	≈520000	270000	220000
	f_c	12.07	5.92	4.61	4.69

国内某些单斗液压挖掘机用回转支承滚盘的结构形式和主要参数见表2-15。

表2-15　国内某些单斗液压挖掘机用回转支承滚盘的结构形式和主要参数

结构及参数	北京0.4m³挖掘机	柳工1m³挖掘机	柳工1.9m³挖掘机	合肥0.6m³挖掘机	贵阳0.6m³挖掘机	上海1.0m³挖掘机	泸州1.6m³挖掘机
结构形式	交叉滚柱	单排球四点接触式	单排球四点接触式	双排滚珠	双排滚珠	交叉滚柱	交叉滚柱
回转传动	外啮合	内啮合	内啮合	内啮合	内啮合	外啮合	内啮合
滚道中心直径 D_0/mm	821.5	1312	1680	1194	1465	1217	1365
滚盘高度/mm	100	100	120	110	140	115	145
滚动体尺寸 d_0/mm $d_0\times l$/(mm×mm)	30×29.5			ϕ25.4	ϕ30.163	30×30	34×33.5

续表

结构及参数	北京 0.4m³ 挖掘机	柳工 1m³ 挖掘机	柳工 1.9m³ 挖掘机	合肥 0.6m³ 挖掘机	贵阳 0.6m³ 挖掘机	上海 1.0m³ 挖掘机	泸州 1.6m³ 挖掘机
回转齿圈模数	10	12	16	12	16	12	12
回转齿圈齿数	96	97	93	87	77	116	101
接触角 α/(°)	45	20	20	90	90	45	45
轴向间隙 δ/mm	0.2	0.02～0.25	0.08～0.25	0.2～0.3	0.3～0.4	0.10～0.15	0.1～0.3
座圈材料	50Mn	S48C	42CrMo	50Mn	40Cr	50Mn	50Mn2
滚动体材料	GCr15	轴承钢	轴承钢	GCr15SiMn	GCr15SiMn	GCr15	GCr15
隔离体材料	无	尼龙 1010	尼龙 1010	尼龙 1010	尼龙 1010	无	尼龙 1010
座圈毛坯加工方法	轧制	轧制	轧制	轧制	轧制	轧制	锻
滚道热处理方法	火焰	中频	中频	高频	高频	火焰	火焰
滚道表面硬度 HRC	50～55	55～63	55～63	50～55	50～55	50～55	50～ 55
滚道淬硬深度/mm	3	≥3	≥3	3～5	3～5	2～4	2～3

5. *液压系统*

液压挖掘机工作循环由下列运动组成：动臂升降、斗杆收放、铲斗转动、转台回转、行走和辅助运动。在实际作业时，运动阻力和作业速度是不均匀的，因此油缸和油马达的压力与流量也是经常变化的。为了缩短作业循环时间和充分发挥柴油机的功率，常有复合动作，如挖掘与提升，或提升与回转同时进行等。这些复合动作均由液压系统来完成。

液压挖掘机的液压系统各式各样，一般按主油泵的数量、功率调节方式和回路的数量分为6类基本形式：单泵或双泵单路定量系统，双泵双路定量系统，多泵多路定量系统，双泵双路分功率调节变量系统，双泵双路全功率调节变量系统和多泵多路定量、变量混合系统。另外，还有开式油路与闭式油路之分。下面介绍几种在国产液压挖掘机中常用的液压系统。

1）单泵单路定量系统

图2.30所示为北京0.2m³悬挂式挖掘机液压系统，是单泵单路定量系统。该机为悬挂在轮式农用拖拉机上的挖掘机。前部装载，后部挖掘，但两种作业不能同时进行。系统中各分配阀并联，可以实现复合动作(即同时完成一个以上的作业动作)。

为了防止系统过载，设置了安全溢流阀2。在装载斗动臂油缸5、挖掘斗动臂油缸16、斗杆油缸17大腔和回转马达15的管路上安装了过载阀，用于防止元件过载损坏。

各分配阀的进油路都设有单向阀，复合动作时，不会因工作装置自重等因素引起动作的相互干扰。

单路定量系统比较简单，但在复合动作时，各机构工作速度大大降低。在这种定量系统中，油泵油量不因外界负荷变化而改变，小负荷时速度不能提高，所以发动机的功率得不到充分利用，而且节流损失大，液压油发热大，功率浪费。

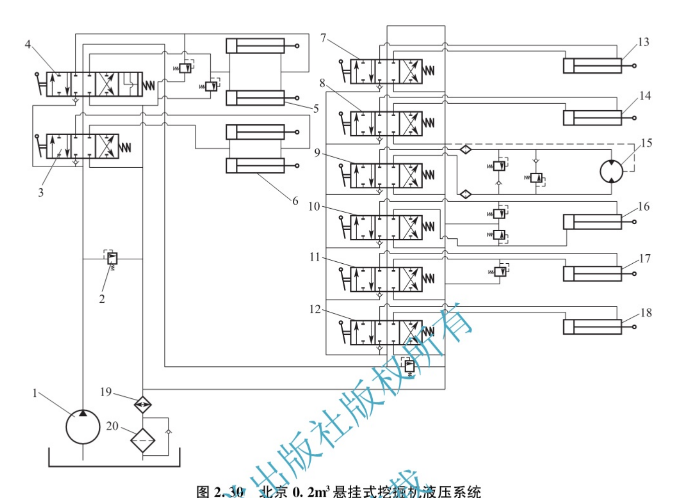


图 2.30 北京 0.2m³ 悬挂式挖掘机液压系统

1—油泵；2—安全溢流阀；3—装载斗转斗油缸操纵阀；4—装载斗动臂油缸操纵阀；5—装载斗动臂油缸；6—装载斗转斗油缸；7—左支腿油缸操纵阀；8—铲斗油缸操纵阀；9—回转马达操纵阀；10—动臂油缸操纵阀；11—斗杆油缸操纵阀；12—右支腿油缸操纵阀；13—左支腿油缸；14—铲斗油缸；15—回转马达；16—动臂油缸；17—斗杆油缸；18—右支腿油缸；19—散热器；20—滤油器

2）双泵双路定量系统

图 2.31 所示为上海 WY100 型挖掘机液压系统，是双泵双路定量系统。柴油机驱动两个主油泵，分别向各自的分配阀组串联供油。油泵之一，经分配阀组 2 可向回转马达、铲斗油缸、辅助油缸和右行走马达提供压力油。另一油泵，经分配阀组 4 可向动臂油缸、斗杆油缸、推土装置油缸和左行走马达提供压力油。当挖掘机在坡道上行驶，一旦发生超速溜坡时，在单向阀 3 的作用下，两组分配阀的回油均通过限速阀 5，从而自动控制行走速度。当分配阀组 2 所控制的执行元件(回转马达、铲斗油缸、辅助油缸和右行走马达)不工作时，可用合流阀 18 将压力油引入分配阀组 4，以加快动臂或斗杆的动作速度。

图 2.31 中虚线所示为分配阀和油马达的泄漏油路，即不经散热器直接回油箱。

背压阀(压力为 1MPa)不仅可用来为油马达补油，而且可将低压回油经节流阀减压后，引入油马达壳体，使其保持一定的循环油量，并将壳体内的磨损物冲洗掉。

挖掘机通过对行走马达 7、19(或 8、20)的串联或并联供油，可获得两挡行走速度。图 2.31 所示为双速阀 9 在并联供油位置，挖掘机低速行走。双速阀的另一位置即为串联供油位置，挖掘机高速行走。该系统除油泵通向分配阀组的主油路上装有安全溢流阀外，从分配阀组到各执行元件的每一分路上的压力，还可以通过过载阀分别进行调整，从而使

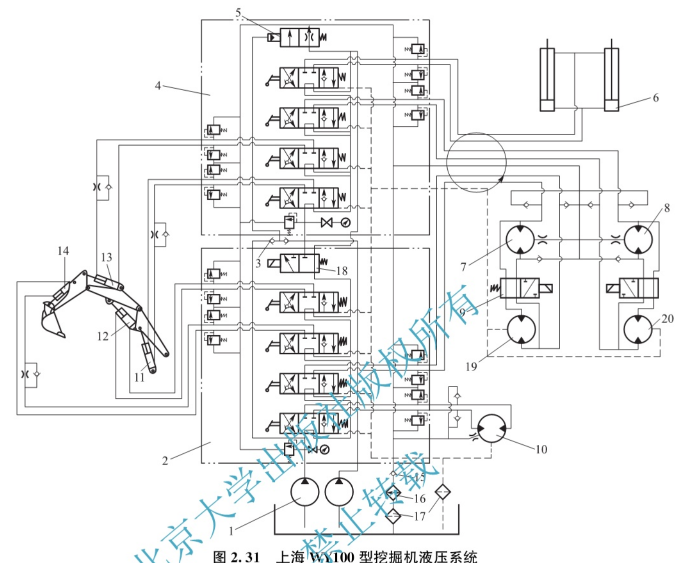


图 2.31 上海 WY100 型挖掘机液压系统

1—油泵；2、4—分配阀组；3—单向阀；5—限速阀；6—推土装置油缸；7、19—右行走马达；8、20—左行走马达；9—双速阀；10—回转马达；11—动臂油缸；12—辅助油缸；13—斗杆油缸；14—铲斗油缸；15—背压阀；16—散热器；17—滤油器；18—合流阀

整个系统和各执行元件受到安全保护。

3）双泵双路分功率调节变量系统

图 2.32 所示为杭州 WY200 型挖掘机液压系统，是双泵双路分功率调节变量系统。主油泵为两台轴向柱塞式变量泵(压力为 13～34MPa，流量为 135～360L/min，油泵摆角 7°～17°)，由 180kW 柴油机或 155kW 电动机驱动。挖掘机小负荷时，泵输出的流量大，动作速度快；大负荷时，泵输出的流量小，工作装置可以较低的速度克服较大的负荷。油量的改变是通过压力变化反馈到泵本身的变量调节机构来实现的。由于每台泵只能输出发动机功率的二分之一，且各自独立调节，故称为分功率调节变量系统。

当动臂油缸 6 和斗杆油缸 5 独自工作时，通过两个分配阀由双泵合流供油。

背压阀压力调到 1MPa，系统中各执行元件均设有各自的过载阀，以起安全保护作用。滤油器 12 并联有开启压力为 0.3MPa 的单向阀，用以防止因滤油器被污物堵塞而使油泵过载。行走马达油路中装有限速阀 7，防止挖掘机溜坡。

该机设计为正铲工作装置，经脚踏单向阀借回油油路的背压，操纵油缸 3 开启斗底。所有活动铰点均采用回转接头，整个机器可不用高压软管。

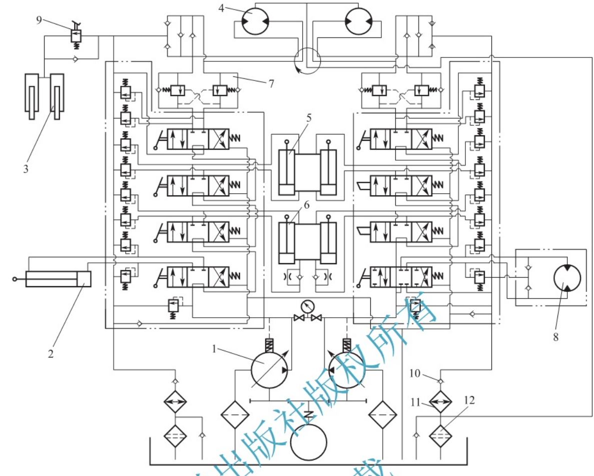


图 2.32 杭州 WY200 型挖掘机液压系统

1—变量油泵；2—铲斗油缸；3—斗底开启油缸；4—行走马达；5—斗杆油缸；6—动臂油缸；
7—限速阀；8—回转马达；9—脚踏单向阀；10—背压阀；11—散热器；12—滤油器

4）双泵双路全功率调节变量系统

图 2.33 所示为合肥 WY60 型挖掘机液压系统，是双泵双路全功率调节变量系统。

系统由双联斜轴泵(主油泵)2 输出高压油，分两路进入一组双向对流式的三位六通液控多路换向阀组 12，主油路由串联及并联方式组成。

先导操纵系统，由齿轮油泵 3 供油并自成回路。工作装置的各作业动作均通过先导阀操纵，阀外自动合流，即由两个泵同时给一个油缸供油，从而提高工作速度。

液压系统既可实现挖掘机单一动作，也可实现任意两个动作的复合，以缩短作业循环时间，提高生产效率。

两个泵输出的主油路中，各有一个能通过全流量的主安全阀 16。在每一个换向阀和油缸之间，有一个过载补油阀 19，一方面避免换向阀动作瞬间产生过大的油液冲击；另一方面当油缸一腔出现负压时能反向补油，防止元件和管道内产生吸空现象。

在总回路中装有背压阀 11，使回油背压力为 0.7～1.0MPa，以保证内曲线油马达的滚轮不脱离定子导轨。在背压阀前引一条预热回路，经中央回转接头 14，再经阻尼孔节流减压后，以小流量的循环热油对行走马达进行预热，以防止“热冲击”损伤配油轴和转子。

油箱装有温度传感器指示油液的温度，当超过 60℃时，驾驶员应打开电磁阀开关，起动齿轮马达 6 带动风扇旋转，使液压油经油冷却器 9 时强制冷却。经油冷却器 9 的液压油，通过磁性纸质主滤清器 7 流回油箱。当滤清器被污物堵塞时，回油管路油压升高，驾驶室内污染信号灯显示，驾驶员即可及时清洗或更换滤清器芯。

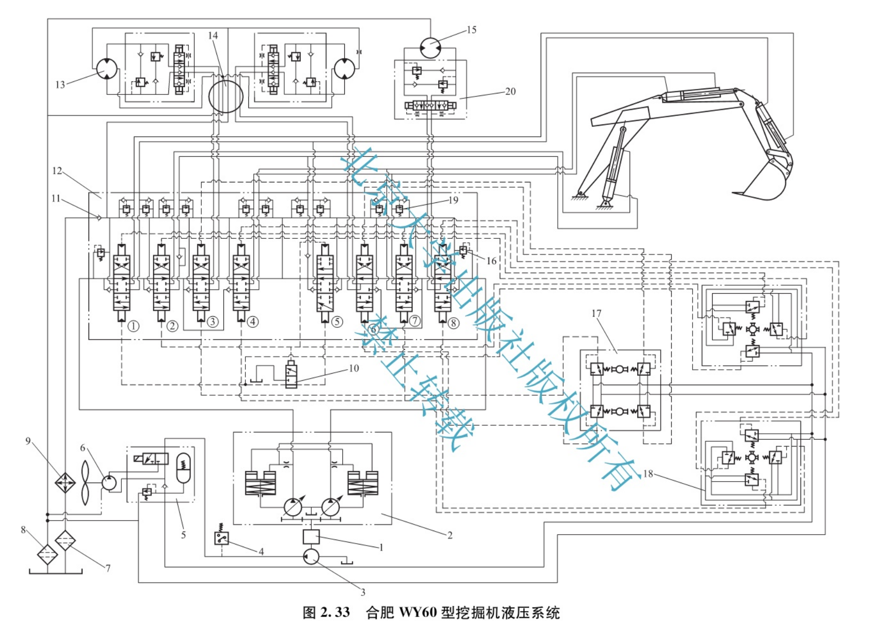


图 2.33 合肥 WY60 型挖掘机液压系统

1—柴油；2—主油泵；3—齿轮油泵；4—压力继电器；5—低压阀组；6—齿轮马达；7—主滤清器；8—副滤清器；9—油冷却器；10—自动切换阀；11—背压阀；12—液控换向阀组；13—行走油马达；14—中央回转接头；15—回转油马达；16—主安全阀；17—行走先导阀；18—作业先导阀；19—过载补油阀；20—油压制动装置

先导操纵系统和马达壳体内的回油和齿轮马达6的泄漏油路经副滤清器8回油箱。

斗杆油缸单独动作时，可由阀④及阀⑦同时合流供油，以提高斗杆动作速度；铲斗油缸单独动作转斗切土时，由阀①及阀⑤合流供油，通过二位三通自动切换阀10自动合流，回斗时只通过阀①单泵供油；动臂油缸单独动作起升时，可由阀②及阀⑤自动合流供油，以提高起升速度。动臂下降时，只由阀②单泵供油，以减少节流发热损失。此外，还保证了在左右履带行走时，仍能控制斗杆动作，帮助挖掘机跨越障碍，或者在履带陷在坑洼地带时，利用斗杆的动作以自拔。

在行走马达、回转马达上，均装有油压制动装置20，以实现液压制动、补油，以及起动制动初始时，防止液压冲击等。

这种全功率变量调节系统在变量范围内，在任何供油压力下，都能输出全部功率。因为全功率变量中，两个泵是同步变量的，两个泵的流量总是相等($Q_1=Q_2$)。决定泵流量变化的压力，不是P_1、P_2的单数值，而是P_1+P_2。P_1+P_2的某一值决定了泵的流量$Q_1=Q_2=Q$。

全功率变量系统有以下特点。

(1) 当一台泵空载时，另一台泵可以输出全功率。

(2) 两台泵的流量始终相等，便于驾驶员掌握。

(3) 可以保证左右履带同步运行。

(4) 挖掘作业中，卸土完毕后机械的回转和动臂的下降可同时进行(分别由阀②及阀⑧操纵)，从而提高了作业效率。

2.4.2 液压挖掘机总体参数确定

液压挖掘机的总体参数如下。

(1) 发动机参数：发动机额定功率、转速等。

(2) 液压系统参数：主泵流量、压力等。

(3) 主要性能参数：整机工作质量、主要部件质量、铲斗容量范围或标称铲斗容量、挖掘力、牵引力等。

(4) 尺寸参数：工作尺寸、机体外形尺寸和工作装置尺寸等。

表2-16给出了几个不同厂商的20t级液压挖掘机的主要技术参数。各外形尺寸和工作尺寸参数的意义如图2.34和图2.35所示。液压挖掘机主要参数中最重要的参数有3个，即斗容量、整机工作质量和发动机额定功率。通过这3个参数可以从使用要求、机械本身的技术性能和技术经济指标、动力装置的配套、国际上统一的标准及传统习惯等方面反映液压挖掘机的级别，故有主参数之称。

表2-16 液压挖掘机的主要技术参数

参数类别/名称		厂商/型号			
		卡特 320C	日立 ZAXIS200	小松 PC200LC-7	阿特拉斯 2006LC
发动机	型号	卡特3066T	五十铃 AA-6BG1T	小松 SAA6D102SE-2	道依茨 BF4M2012C
	额定转速/(r/min)	1800	1900	1950	2300
	额定功率	103	103	107	98

续表

参数类别/名称		厂商/型号			
		卡特 320C	日立 ZAXIS200	小松 PC200LC-7	阿特拉斯 2006LC
液压系统	主泵最大流量/(L/min)	2×205	2×194	2×214	240
	工作装置液压回路最大压力/MPa	34.3	34.3	37.3	34(最大工作压力)
	行走液压回路最大压力/MPa	34.3	34.3	37.3	—
	回转液压回路最大压力/MPa	25.0	30.4	28.9	—
主要性能参数	整机工作质量/kg	19700	19400	21100	18500
	斗容量范围/m^3	0.45～1.5	0.5～0.9	0.9	0.85/0.95
	铲斗挖掘力/kN	142	129	152	130
	斗杆挖掘力/kN	84	131	148	78
	平台最大转速/(r/min)	11.5	13.3	12.4	12
	行走速度(高/低)/(km/h)	5.5/3.4	5.5/3.6	5.5/4.1/3	4.8/2.1
	牵引力(高速/低速)/kN	106/196	184	177	—
外形尺寸	整机高度 A/mm	3030	2950	3000	2975
	履带外侧宽度 B/mm	2490	2800	3180	2800
	整机宽度 C/mm	2800	2860	2980	2490
	车架离地间隙 D/mm	470	450	440	460
	配重距地面高度 E/mm	1020	1030	1085	1080
	尾部回转半径 F/mm	2750	2750	2750	2190
	履带长度 G/mm	4075	4170	4450	4000
	运输状态整机长度 H/mm	8890	9620	9425	8030
	运输状态全高 J/mm	2870	3130	3000	3045
	履带接地长度 K/mm	3265	3370	3640	3200
	履带轨距 L/mm	2200	2200	2380	2200
工作尺寸	最大卸载高度 A/m	5.85	6.39	7.11	—
	最大地面挖掘半径 B/m	8.82	9.08	9.7	7.42
	最大挖掘深度 C/m	5.75	5.98	6.62	5.12
	最大垂直挖掘深度 D/m	3.87	5.14	5.98	—
	水平直线清底挖掘深度 E/m	5.39	5.74	6.37	—
	最大挖掘高度 G/m	8.52	9.17	10.0	8.96

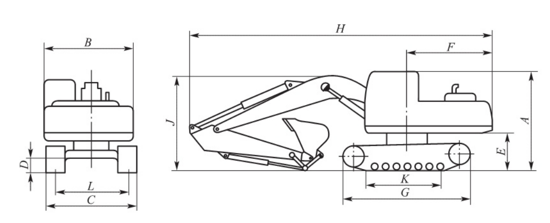


图 2.34　液压挖掘机的外形尺寸

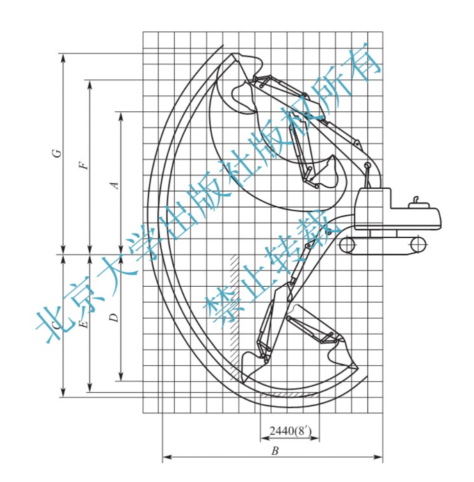


图 2.35　液压挖掘机的工作尺寸

1. 铲斗容量

铲斗容量直接反映了挖掘机的挖掘能力，而且与运输车辆匹配直接影响到土石方施工的效率。所以有时以斗容量作为挖掘机的主要参数并作为主要的分级指标。但液压挖掘机可更换的工作装置多，而且同一机型可以根据作业对象或工作尺寸的要求换装不同斗容量的铲斗。例如，卡特 320C 型挖掘机可换装不同长度的斗杆和不同容量的铲斗，其斗容量范围是 0.45～1.5m^3。所以斗容量并不能完全反映液压挖掘机的级别。

对斗容量的计算一般采用平装斗容和堆尖斗容两种方法。PSCA(美国动力起重机与动力铲协会)标准第 3 号和 SAE(美国汽车工程师协会)标准 J－296 对平装斗容和堆尖斗容规定如下：平装斗容是铲斗侧壁、前后壁及平装面所包容的物料体积 V_S；堆尖斗容是平装

斗容体积V_S再加上平装面以上物料1∶1(45°)安息角堆积的体积V_E。标称斗容V_R是指堆尖斗容，可用式(2-36)表示为

$$V_R=V_S+V_E \tag{2-36}$$

SAE标准还定义了有效斗容量，即在每次挖掘循环中铲斗的实际装载量。有效斗容量取决于铲斗尺寸、铲斗挖掘力及土壤的某些特性，即不同的土壤(物料)具有不同的充满系数，而且即使挖掘相同的土壤，每次的装载量也不会完全相同(图2.36)。因此，有效斗容量是一个平均值，可表示为

$$V_P=k_S V_R \tag{2-37}$$

式中，V_P为平均有效斗容量(m^3)；k_S为铲斗充满系数；V_R为标称斗容量(m^3)。

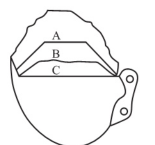


图2.36 铲斗充满情况

不同土壤铲斗充满系数见表2-17。

表2-17 不同土壤铲斗充满系数

土壤种类	充满系数(堆尖斗容的百分比)/(%)	土壤种类	充满系数(堆尖斗容的百分比)/(%)
湿黏土和砂黏土	100～110	充分爆破的岩石	60～75
砂和砂砾	95～110	爆破不充分的岩石	40～50
硬韧黏土	80～90		

2. 挖掘力

铲斗切入物料是铲斗转斗力(即铲斗挖掘力)和斗杆推压力(即斗杆挖掘力)共同作用的结果。因此，SAE标准J1179和PCSA标准第3号对铲斗挖掘力和斗杆挖掘力进行了定义。根据图2.37所示计算简图，可得到铲斗挖掘力和斗杆挖掘力的计算公式分别为

$$F_B=\frac{p_i A_B}{l_D}\times\frac{l_A l_C}{l_B} \tag{2-38}$$

$$F_S=\frac{p_i A_S l_E}{l_F} \tag{2-39}$$

式中，F_B为铲斗挖掘力(N)；F_S为斗杆挖掘力(N)；p_i为工作装置最大设定压力(Pa)；A_B为铲斗油缸作用面积(m^2)；A_S为斗杆油缸作用面积(m^2)；l_A为转斗油缸作用力臂(m)；l_B为摇杆的作用力臂(m)；l_C为连杆的作用力臂(m)；l_D为斗齿尖在转斗挖掘时的作用半径(m)；l_E为斗杆油缸作用力臂(m)；l_F为转斗油缸在计算位置闭锁时，斗齿尖在斗杆挖掘时的作用半径(m)。

$$l_F=l_D+l_S$$

式中，l_S为斗杆长度(m)。

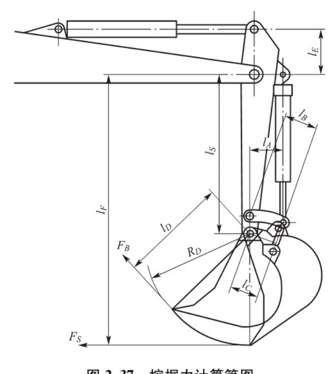


图2.37 挖掘力计算简图

由于定义上的差异，依据不同标准所计

算出的铲斗挖掘力和斗杆挖掘力有所不同，但液压挖掘机所能发挥的最大挖掘力除了取决于液压系统的工作压力外，还取决于整机的稳定性和平衡。所以说，液压挖掘机工作装置在不同工作位置上所能发挥的最大挖掘力是不同的，也就是说，液压挖掘机不可能在任何工作位置都具有最大挖掘力。

3. 整机工作质量

整机工作质量是指挖掘机在作业状态下使用标准铲斗、标准履带板及中等长度斗杆，机器本身质量与附加质量之和。附加质量包括冷却剂、润滑剂、满箱燃油和 75kg 的操作人员。

整机工作质量直接反映了液压挖掘机本身的重量等级，对其他技术参数影响较大，如挖掘能力的发挥、发动机功率的充分利用、作业的稳定性等都要以一定的整机工作质量来保证，因此整机工作质量反映了挖掘机的实际工作能力，目前已被广泛用作液压挖掘机的分级指标。

4. 外形尺寸和工作尺寸

液压挖掘机的外形尺寸和工作尺寸参照图 2.34、图 2.35 和表 2-16。需要注意的是，运输状态整机长度 H 和运输状态整机全高 J 可能会随着配备不同长度斗杆而发生变化。水平直线清底挖掘深度 E 是指能够水平直线挖掘 2.44m 长度的最大挖掘深度。

液压挖掘机主要参数的确定一般遵循如下过程。

(1) 由设计任务书给定的工作条件和生产率等基本要求确定铲斗容量。国外同一型号的挖掘机一般给出的是斗容量范围或几种可选配的铲斗，这是由于为了发挥挖掘机的最大挖掘能力，同一台挖掘机在挖掘对象不同时，可换装不同容量的铲斗，但一般也给出一个标准斗容，如卡特 320C 的斗容量范围是 0.45～1.5m³，其标准斗容是 0.8m³。而国产挖掘机一般直接给出标准斗容。标准斗容量的确定可参考国内外同类型、同等级液压挖掘机的技术资料，国家及企业的系列标准等。

(2) 初定挖掘机的主参数——整机工作质量。液压挖掘机的实际质量只有在全部施工设计完成之后才能知道，而这一参数又是在总体方案设计阶段确定其他主要参数的依据，因此，应采用类比、经验公式计算、查表等方法根据所要求的标准斗容量初定整机工作质量。

图 2.38 所示为对国内外近 80 种液压挖掘机整机工作质量与平均斗容的统计数据的散点图。因为大多数机型给出的都是斗容范围，所以绘图时横坐标采用的是每种机型最大斗容与最小斗容的平均值。由图 2.38 的数据点分布可以看出，整机工作质量与平均斗容之间基本是线性关系，经最小二乘法拟合后，可得整机工作质量与平均斗容的关系为

$$m=2179+20147q \tag{2-40}$$

式中，q 为平均斗容或标准斗容(m³)；m 为整机工作质量(kg)。

(3) 根据初定整机工作质量，通过类比、经验公式计算、查表等方法初步确定发动机功率、主要部件质量、整机外形尺寸、工作尺寸及挖掘力等其他主要参数。

图 2.39 所示为由统计数据拟合得到的发动机飞轮功率与整机工作质量的关系曲线，可用式(2-41)表示为

$$P=7.7+0.0046m \tag{2-41}$$

式中，m 为工作质量(kg)；P 为发动机飞轮功率(kW)。

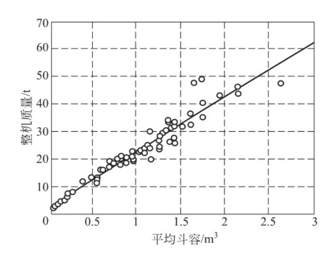


图 2.38 整机质量与平均斗容的关系

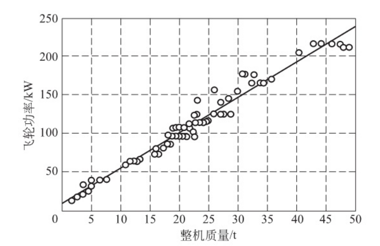


图 2.39 发动机功率与整机质量的关系

2.4.3 液压挖掘机作业阻力的计算

当液压挖掘机的主要参数和结构方案确定后，应计算挖掘机斗齿上的挖掘阻力，以便作为液压系统功率、发动机功率和结构强度计算的依据。对于液压反铲，挖掘方式主要是转斗挖掘、斗杆挖掘及这两种方式的联合，实际工作时以哪种方式为主，取决于挖掘机的工作状态和所挖掘土壤的情况。

挖掘阻力主要由土壤切削阻力、土壤对铲斗的摩擦阻力和装土附加阻力组成，这 3 项阻力分别与切削断面面积、铲斗与土壤的摩擦系数、土壤的内摩擦系数及铲斗容量和装满系数等因素有关。在实际应用中，可综合上述 3 项阻力影响，将挖掘阻力简化表示为

$$F_1 = \sigma_w bc \tag{2-42}$$

式中，F_1 为挖掘阻力(N)；b 为铲斗切削宽度(m)；c 为切削层厚度(m)；σ_w 为挖掘比阻力(N/m^2)。

表 2-18 给出了常见土壤的挖掘比阻力值。

表 2-18 挖掘比阻力值 σ_w

土壤等级	土壤种类	正、反铲	拉铲、刨铲
Ⅰ	干而松的砂土	16～25	23～45
Ⅰ	砂土、亚砂土、轻质亚黏土、普通亚黏土	30～70	60～120
Ⅱ	亚黏土、细小砾石、轻质亚黏土、松黏土	60～130	100～190
Ⅲ	普通黏土、松散的重质黏土、坚实亚黏土	115～195	160～260
Ⅳ	重质黏土、重质湿黏土	200～300	260～400
Ⅳ	胶结的砾石	235～310	310～410
Ⅴ	夹有石块的重质砾石、轻质页岩、重质干黏土、爆破不良的泥灰石	280～325	370～420
Ⅴ、Ⅵ	爆破良好的夹有大石块的重质砾石及铁矿石	225～250	280～310
Ⅴ、Ⅵ	爆破不良的重质砾石	445～470	530～600
Ⅵ	爆破不良的铁矿石	380～425	475～530

液压挖掘机的铲斗挖掘和斗杆挖掘分别由各自的液压缸实现，因此，相应的挖掘阻力可分别计算。

1. 铲斗挖掘阻力

根据土壤切削理论，当液压反铲以转斗进行挖掘时，铲斗挖掘阻力是铲斗转角的函数，而且最大值发生在铲斗总转角一半的位置。忽略转斗挖掘阻力的法向分力和装土阻力，可得最大铲斗挖掘阻力为

$$F_{1\max}=5012C\left[R_D(1-\cos\phi_{\max})\right]^{1.35}k_Bk_Ak_Zk_X+17000 \tag{2-43}$$

式中，$F_{1\max}$为最大铲斗挖掘阻力(N)；C为土壤硬度密实计打击次数，对Ⅲ级土壤，$C=9\sim15$，对Ⅳ级土壤，$C=16\sim35$；R_D为铲斗与斗杆铰点至斗齿尖距离，即铲斗的转斗切削半径(m)；$\phi_{\max}$为挖掘过程中总转角的一半(°)，即最大转斗挖掘力位置；k_B为切削刃宽度影响系数，$k_B=1+2.6b$，b为铲斗宽度(m)；k_A为切削角变化影响系数，取$k_A=1.3$；k_Z为斗齿的影响系数，取$k_Z=0.75$(无齿时取$k_Z=1$)；k_X为前边斗齿对地面倾斜角度的影响系数，取$k_X=1.15$。

式(2-43)是根据试验研究得到的经验公式，对计算结果影响较大的因素是铲斗的转斗切削半径和一次挖掘的总转角。一次转斗挖掘的总转角取值一般不应超过110°，即$\phi_{\max}$不超过55°，否则计算出的最大转斗挖掘阻力值偏大。

图2.40给出了挖掘Ⅲ～Ⅳ级土壤时的最大转斗挖掘阻力与斗容量的关系曲线。直线a为挖掘Ⅲ级土壤的最大转斗挖掘阻力，直线b为挖掘Ⅳ级土壤的最大转斗挖掘阻力。

转斗挖掘的平均挖掘阻力可按平均切削厚度下的切削阻力计算，即把半月形切削断面看作相等面积的条形断面，其长度等于斗齿转过的圆弧长度与其相应弦的平均值，如图2.41所示。于是，平均切削厚度n(m)可表示为

$$n=\frac{R_D(\varphi-\sin\varphi)}{\varphi+2\sin\dfrac{\varphi}{2}} \tag{2-44}$$

式中，φ为转斗挖掘时的铲斗转角(rad)。

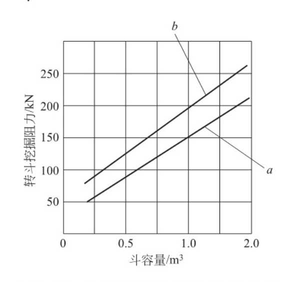


图2.40 转斗挖掘阻力与斗容量的关系

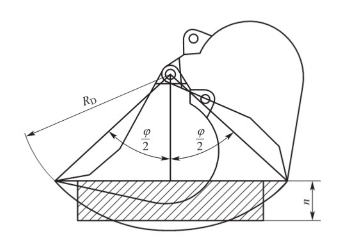


图2.41 平均转斗挖掘阻力计算简图

由此可得平均转斗挖掘阻力为

$$F_{1a}=\sigma_w nb \tag{2-45}$$

式中，F_{1a}为平均转斗挖掘阻力(N)；σ_w 为挖掘比阻力(N/m^2)，一般取Ⅲ级土壤的中间值，见表2-18；b 为铲斗宽度(m)。

2. 斗杆挖掘阻力

液压挖掘机采用斗杆挖掘时，由于切削行程较长，可认为切土厚度是常数，斗杆在挖掘过程中的总转角一般可取为 $\varphi_S=60°\sim80°$，在此范围内即可装满铲斗。斗齿尖的行程实际上是斗杆转角 φ_S 所对应的弧长 l_S(m)，即

$$l_S=0.01745R_S\varphi_S \tag{2-46}$$

式中，R_S 为斗杆挖掘时的切削半径，即斗杆与动臂铰点至斗齿尖的距离(m)；φ_S 为斗杆转角(°)。

斗杆挖掘时的切削厚度 h(m)可按式(2-47)计算

$$h=\frac{q}{bl_S}=\frac{180q}{\pi R_S\varphi_S b} \tag{2-47}$$

式中，q 为铲斗容量(m^3)；b 为铲斗切削宽度(m)。

则斗杆挖掘阻力可表示为

$$F_{1S}=\sigma_W hb=\frac{180q\sigma_W}{\pi R_S\varphi_S} \tag{2-48}$$

式中，F_{1S}为斗杆挖掘阻力(N)。

式(2-48)中挖掘比阻力 σ_W 可取两种值。当取正常挖掘土壤的 σ_W 值时，可得到正常挖掘阻力；当取最硬土质的 σ_W 值时，可得到最大挖掘阻力。

斗杆挖掘阻力一般比转斗挖掘阻力要小些，这是由于斗杆挖掘行程较长，切削厚度较小的缘故。

2.4.4 液压挖掘机的平衡与稳定性

液压挖掘机的平衡是指在回转平台的后部用配重平衡前部工作装置的重力。液压挖掘机在工作过程中，由于工作装置的位置和铲斗装载质量的变化，以及在挖掘过程中土壤对工作装置的反作用力等，使得整个回转平台上部的质心位置也是变化的。通过选取合理的配重，可以使上部平台各部件的重力合力作用线的变化不超出回转支承圈，从而使回转支承辊子在工作过程中受力均匀。液压挖掘机的稳定性是指液压挖掘机在工作或行驶过程中抵抗倾覆的能力，它是保证挖掘机正常工作的重要条件。

1. 回转平台的平衡

液压挖掘机回转平台的平衡由合理的平衡配重来保证。确定配重的原则如下。

(1) 平台上合力作用点尽量靠近平台回转中心，一般情况下希望落在回转支承圈直径范围内。

(2) 挖掘过程中合力作用点的移位对称于转台回转中心。

随着液压挖掘机工作位置的变化，转台上作用力的合力位置也在改变。所以要根据平衡条件先确定最大许可配重和最小许可配重，然后确定合理配重。

最大许可配重 g_{max}的计算工况为空斗且斗杆两端铰点与斗齿尖在同一垂直线上，工作装置靠斗齿尖支于地面，平台仅承受动臂重力的一半和动臂油缸全部重力，工作装置其余部分重力通过斗齿尖由地面承受。最小许可配重 g_{min} 的计算工况是满斗，工作装置在最大

卸载半径位置。计算 g_{max} 和 g_{min} 的目的是观察工作装置和转台结构布置的合理性，并据此确定合理的平衡配重。合理的平衡配重 g 应保证转台上合力的作用线在上述两种计算工况下产生的移位对称于转台回转中心。实际的平衡配重可以略小于计算值，但误差应不大于10%。

2. 液压挖掘机的稳定性

具有足够的稳定性，不仅是液压挖掘机安全停放、运行和工作的保证，也是其挖掘能力得以充分发挥的必要条件。如果使液压挖掘机斗齿最大挖掘力在整个作业范围内的所有位置上都能得到实现，那么，对其稳定性要求就相当高，这会导致机身笨重和行走装置尺寸增大，尤其对中小型通用液压挖掘机来说更不适宜。因此，液压挖掘机工作稳定性的计算位置应按主要的不利工况选择，而不应按最不利工况选择。

挖掘机的稳定性以稳定系数 k 表示，它是挖掘机在工作或非工作状态时对于倾覆边缘的总稳定力矩与总倾覆力矩的比值。

反铲液压挖掘机工作稳定性的计算工况有以下两个。

(1) 横向挖掘，遇到最大挖掘阻力，该力向下，对倾覆线产生使挖掘机前倾的力矩最大。

(2) 横向挖掘，挖掘半径最大，遇到正常挖掘阻力，该力向上，对倾覆线产生使挖掘机后倾的力矩最大。

在这两种计算工况下要求稳定系数 $k \geqslant 1.0$。

反铲液压挖掘机自身稳定性的计算位置为工作装置最大外伸卸土，产生使挖掘机前倾覆力矩，这时要求稳定系数 $k \geqslant 1.1$。

反铲上、下坡运行稳定性的计算工况如下。

(1) 下坡时动臂油缸和斗杆油缸全伸，顺风(一般取风压 $q_w = 250$Pa)。

(2) 上坡时工作装置最大外伸，斗齿离地面有一定间隙，逆风。

在这两种工况下要求稳定系数 $k \geqslant 1.2$。



综合习题

1. 填空题

(1) 工程机械整机性能试验的内容包括________、________、________、________、________、________。

(2) 在对工程机械进行设计及改造时，设计人员应满足使用法律法规等强制标准要求，可以从以下4个方面加以考虑：________，________，________，________。

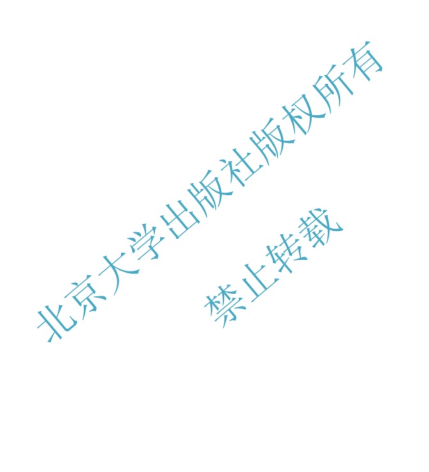
(3) 工程机械设计的步骤是________，________，________，________。

2. 名词解释

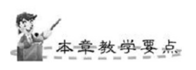
(1)整机中心线；(2)地面线；(3)前轮铅垂线；(4)工程机械机重；(5)装载机额定工作载荷；(6)挖掘机额定斗容量；(7)轮式工程机械最小离地间隙；(8)轮式工程机械轴距；(9)轮式工程机械轮距。

3. 简答题

(1) 提高工程机械设计及制造经济性的主要途径有哪些?
(2) 提高工程机械使用经济性的主要途径有哪些?
(3) 工程机械总体设计的内容一般包含哪些方面?
(4) 对装载机液力变矩器有哪些技术要求?
(5) 装载机的总体参数有哪些?
(6) 推土机的总体参数有哪些?
(7) 挖掘机的总体参数有哪些?



第3章 工程机械发动机



知识要点	掌握程度	相关知识
概述	（1）了解内燃机的分类； （2）熟悉工程机械用柴油机的使用特点与要求	（1）内燃机的分类； （2）工程机械用柴油机的使用特点与要求
工程机械发动机的工作原理	（1）了解四冲程柴油机的工作原理和工作过程； （2）了解发动机的总体构造； （3）熟悉发动机主要性能指标	（1）四冲程柴油机的工作原理和工作过程； （2）发动机的总体构造； （3）发动机主要性能指标



导入案例

混合动力和新能源在工程机械中的运用

现行的混合动力主要以油电混合(电动回转马达代替液压回转马达)、油液混合(回收储存液压能及其他形式能，以供辅助机械动作)及油电液混合3种形式(图3.01所示为小松36t级混合动力挖掘机)。

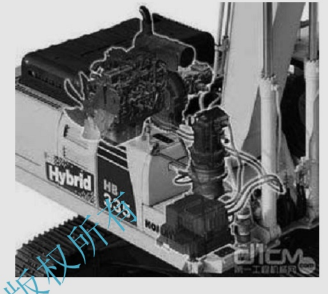


图3.01　小松36t级混合动力挖掘机

混合动力技术的“世界格局”还是以国外大品牌为主，例如，主机企业中的(欧系)利勃海尔在2013年德国宝马展展出的油电液混合动力概念机样品；(美系)卡特彼勒于2012年，在位于莫斯维尔的工业设计中心发布了第一款混合动力挖掘机Cat336EH；(日系)小松以面向中国市场销售的HB205、HB335、HB365油电混合动力等。而国内的一些主机厂家像山河智能(SWE230S Hybrid)、中联重科(ZE205E-H1)、三一重工(SY215C Hybrid)等，也都在2010年前后展出了自行研制的混合动力挖掘机新产品(以油电为主)。

工程机械的新能源方面主要以电动和液化天然气为主。

电驱动方面是以大型电动马达取代发动机驱动，这在大型机械产品使用的比较多，像日立的EX3600(自重360t，满斗斗容21～23m^3)、EX5500(自重550t，满斗斗容27m^3)、EX8000(自重800t，满斗斗容40m^3)液压挖掘机采用的都是电驱动方式。其优点是性价比高、无排放，另外可使用与发动机驱动的挖掘机通用的液压系统，以及相同的液压行走和前端工作装置，并完全继承了发动机式液压挖掘机的效率高、机动灵活等优点，但在中小型工程机械中使用较少。

天然气发动机以天然气(主要成分为甲烷)为动力能源，目前有液化天然气(LNG)和压缩天然气(CNG)两种供气方式。LNG在动力性、安全性、续航能力和维护成本上都优于CNG。所以LNG比CNG更适合在挖掘机上使用。

天然气发动机有几大优点：①改动小；②使用成本低(与柴油机相比可节省35%～40%)；③比燃油发动机安全；④比柴油机故障率低(统计数据)，而且维护成本更低；⑤尾气比柴油机更清洁。

然而天然气发动机也存在一些问题有待解决，如：①LNG发动机与同级别柴油机相比，动力性能上还有差距；②燃料显示不够精准；③不适宜密闭空间的局限性(密闭环境下挥发问题)；④天然气的加注设备需要特殊设计，目前LNG还很难实现在工地上的现场加注，这在一定程度上限制了LNG发动机的大范围推广使用，但是天然气作为未来可代替石油的清洁能源之一有着广阔的应用前景。我国境内蕴藏着大量天然气资源，相信随着相关配套技术的升级和天然气能源的普及，未来LNG产品将具有广阔的市场空间和使用空间。

3.1 概　　述

动力装置是一种能够把其他形式的能转化为机械能的装置，也叫发动机。地球上能源的种类甚多，如煤、石油、天然气、水力、风力、原子能、太阳能、潮汐能和地热等，人类还将继续探索新能源并不断创造出新的动力装置。燃料与空气混合，经过燃烧，将其中包含的化学能转化为热能，再经气体膨胀过程把热能转化为机械能的动力装置，称为热力发动机。能量一释放与转化过程在气缸内部进行的，称为内燃机；反之，则属于外燃机。

3.1.1　内燃机的分类

内燃机的种类很多，通常按以下几个方面分类。

按所用燃料分：柴油机、汽油机、燃气机。

按活塞运动方式分：往复式、旋转式。

按工作循环过程分：四冲程、二冲程。

按气缸数分：单缸机、多缸机。

按气缸排列方式分：立式、卧式、V 型、对置 X 型、星型。

按点火方式分：压燃式、点燃式。

按进气方式分：自然吸气(非增压)、强制吸气(增压)式。

按冷却方式分：水冷、风冷。

按额定转速分(柴油机)：高速(1000r/min 以上)、中速(600～1000r/nin)、低速(600r/min 以下)。

按用途方式分：固定式、移动式。

按调速特性分：单级调速、两级调速、全程调速。

现代工程机械上广泛采用往复式四冲程高速多缸柴油机作为动力装置。也有少量采用汽油机、燃气轮机、电动机等其他动力装置的。预计在今后相当长时期内，柴油机仍将作为工程机械的主要动力装置而难以被取代。

柴油机之所以被广泛采用是由于具有以下优点：①热效率较高，耗油率低、经济性好。现代柴油机的热效率为 30%～40%，最高可达 46%，高于汽油机，显著高于外燃机。②体积小、质量轻、动力性能好。③适应性好。单机功率小至几千瓦，大至几百千瓦，可以满足各种用途的需要。④与同功率的其他内燃机相比，柴油机飞轮转矩较大，从而使工程机械传动系的设计简化。⑤操作简便、使用可靠，并且不受地区限制。⑥有较好的燃料安全性。汽油机的燃料是汽油，燃气机的燃料为各种可燃气体，柴油与这些燃料相比较，有着较小的火灾风险。

3.1.2　工程机械用柴油机的使用特点与要求

在工程机械上使用的柴油机除满足法律、法规要求外，必须满足下列要求。

(1) 作业时冲击和振动大，要求有较高的刚度和强度。

(2) 工作负荷大，而且经常可能出现短暂超负荷工况，要求转矩储备系数应达到 1.25～1.4，最低不小于 1.15～1.20。

(3) 作业时转速和扭矩剧变，要求有性能良好的全程式调速器。

(4) 作业现场空气含尘量高，要求有高效的各种类型空气滤清器。

(5) 常在倾斜地面作业，应能保证在前后倾斜30°，左右倾斜25°的坡地上可靠地工作。

(6) 常在野外偏僻地区工作，要求工作可靠、维护方便、使用寿命长。目前先进产品的大修间隔已达到10000h以上。

(7) 针对一些特殊环境下的作业分别满足特殊的使用要求，如严寒地区和热带地区作业，地下坑道和水下作业，高海拔地区和沙漠缺水地区作业等。

所有这些要求，现代柴油机技术基本上都可解决。当然，随着科学技术的不断进步，柴油机在结构、材质和性能等方面，会得到不断完善和改进。

3.2 工程机械发动机的工作原理

柴油机和汽油机，四冲程发动机和二冲程发动机，尽管从基本工作原理上讲它们都是燃料在气缸内燃烧，首先将化学能转变成热能，进而将热能再转化为机械能。但是，由于燃料不同和工作过程等方面存在一些重要差别，从而导致结构上的许多差异。现着重阐述单缸四冲程柴油机的工作过程和工作原理。为了便于比较，将对二冲程柴油机和四冲程汽油机、二冲程汽油机的工作过程也略作介绍。

3.2.1 四冲程柴油机的工作原理和工作过程

为了实现“化学能-热能-机械能”这种能量形式的转化过程，并使之连续进行，构成循环运动，人们设计了如图3.1所示的装置：在圆筒形的气缸5中有一个活塞6，连杆8的上端通过活塞销7与活塞6铰接，其下端与曲轴9的连杆轴颈铰接，从而把只能作往复直线运动的活塞与只能作旋转运动的曲轴联系起来，使这两种机械运动可以相互转换。气缸的上端由气缸盖1封闭，气缸盖上装有进气门2和排气门3，并由专门机构分别控制而实现对进排气孔道的开闭。另一个由专门机构控制的喷油器4，负责定时向燃烧室喷射柴油。曲轴的一端装有飞轮10，以使曲轴均匀旋转。

为便于说明发动机的工作原理及其基本组成之间的运动关系，现给出以下术语：活塞运动到离曲轴回转中心最远处，通常为活塞的最高位置，称为上止点，如图3.1(a)所示；活塞运动到离曲轴回转中心最近处，通常为活塞的最低位置，称为下止点，如图3.1(b)所示；上、下止点间的距离s称为活塞行程；曲轴与连杆下端的连接中心至曲轴中心的距离及称为曲柄半径r，显然$s=2r$。同时曲轴每转一周，活塞移动两个行程。活塞从上止点到下止点所扫过的容积称为气缸工作容积或气缸排量，用V_h(m)表示。

$$V_h=\frac{\pi D^2}{4\times10^6}\times s \tag{3-1}$$

式中，D为气缸直径(mm)；s为活塞行程(mm)。

多缸发动机各缸工作容积的总和称为发动机工作容积或发动机排量，用V_L(L)表示。若发动机的气缸数为i，则

$$V_L=V_h i \tag{3-2}$$

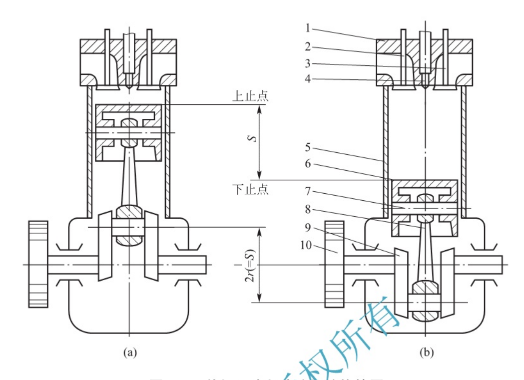


图 3.1　单缸四冲程柴油机结构简图

1—气缸盖；2—进气门；3—排气门；4—喷油器；5—气缸；6—活塞；
7—活塞销；8—连杆；9—曲轴；10—飞轮

活塞在上止点时，活塞上方的容积为燃烧室容积，用 V_c 表示，气缸总容积 V_a 等于气缸工作容积与燃烧室容积之和，即

$$V_a = V_h + V_c \tag{3-3}$$

气缸总容积与燃烧室容积之比称为压缩比，用 ε 表示，即

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} \tag{3-4}$$

它表示活塞由下止点运动到上止点时，气缸内气体被压缩的程度。压缩比越大，则压缩终了时气缸内气体的压力和温度就越高。

四冲程柴油机一个工作循环经历以下 4 个过程，每一个过程由一个活塞行程完成，如图 3.2 所示。

进气行程［图 3.2(a)］：曲轴旋转通过连杆带动活塞自上止点移向下止点，在此期间进气门开启，排气门关闭。由于活塞上方空间容积不断扩大，气缸内压力降至大气压力以下，新鲜空气经进气门不断被吸入气缸。

压缩行程［图 3.2(b)］：曲轴继续旋转推动活塞自下止点移向上止点，在此期间进、排气门都关闭。由于气缸内容积不断减小，空气受压缩后温度、压力随之升高，为下一步柴油的燃烧准备了有利条件。

做功行程［图 3.2(c)］：当压缩行程接近终了(即活塞接近上止点)时，喷油器以高压将燃油迅速喷入气缸。雾状燃油进入高温气体后，边混合边蒸发，迅速形成可燃混合气并自行着火燃烧，产生的大量热能使气缸内的温度和压力急剧升高。此时由于进、排气门仍都关闭着，高压气体将活塞从上止点推向下止点，并通过连杆推动曲轴旋转。随着活塞下移，气缸容积不断增大，缸内气体的压力和温度也逐渐降低，这一过程实现了化学能变热能、热能变机械能的两次能量转换。

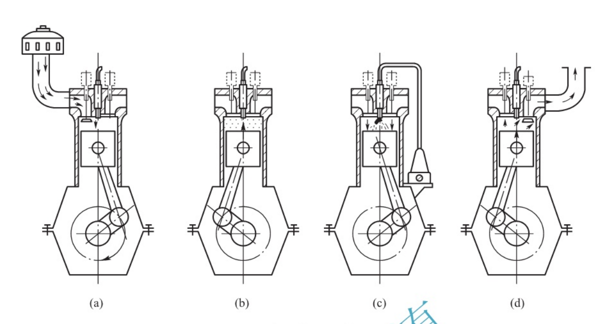


图 3.2　四冲程柴油机的工作过程

排气行程［图 3.2(d)］：曲轴继续旋转，又将活塞自下止点推向上止点，在此期间排气门开启，进气门关闭，使燃烧后的废气经排气门排出气缸外。

至此，柴油机经历了进气、压缩、做功、排气 4 个行程，完成了一个工作循环。由于曲轴一端装有飞轮，依靠飞轮旋转的惯性将使曲轴继续旋转，下一个工作循环又开始，如此周而复始，使柴油机得以连续不断地运转。

由于在每一个工作循环中活塞需上下运动 4 个行程(曲轴转两圈)，因而得名四冲程柴油机。

显然，上述 4 个行程中只有做功行程产生能量，其余 3 个行程都要消耗能量。最初(起动时)这些能量需依靠外力提供，当柴油机一旦着火工作以后，则由做功行程向其余 3 个行程提供能量，而这 3 个行程又为做功行程创造必要的条件。

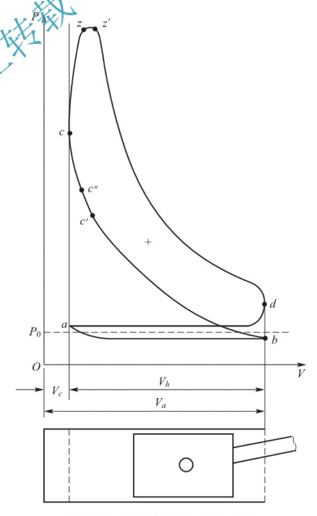


图 3.3　四冲程柴油机示功图

柴油机实际工作循环的各个过程，可以用实验方法测得的示功图来加以表示，示功图是表示某一工作循环中，随着活塞的位移，气缸中气体压力 P 和气体容积 V 之间的变化关系。图 3.3 所示为四冲程柴油机示功图。其横坐标表示气缸容积(与活塞位置相对应)，纵坐标表示气缸中的气体压力，图中 P_0 表示大气压力(即 100kPa)，V_c 表示燃烧室容积(活塞在上止点时活塞上方的空间容积)，V_h 表示工作容积(活塞上、下止点之间所包含的空间容积)，V_a 表示气缸总容积(活塞在下止点时活塞上方的空间容积)，$a-b$、$b-c$、$c-d$、$d-a$ 分别为进

气、压缩、做功、排气4个行程的气体压力变化曲线。

a点表示进气行程开始，此时活塞开始下移，由于上一循环排气刚完，残存废气的压力略高于大气压力，因而a点的压力略高于p_0。随着活塞下移，气缸内压力很快降至p_0以下，开始吸进新鲜空气。因空气流动时沿途有阻力，故进气终了时缸内压力略低于p_0。

b点表示进气行程结束，压缩行程开始，此时活塞开始上移，由于空气被不断压缩，压力和温度也不断升高。压缩终了时，气压可达3000～5000kPa，温度升至500～750℃。应当指出，压缩终了时气体的压力和温度与柴油机的压缩比有关，现代柴油机的压缩比一般为16～20，甚至更高。

c点表示压缩行程结束，做功行程开始。活塞开始往下运动。由于柴油喷入气缸后需经一段准备时间才能着火，而且喷油和燃烧都要延续一段时间，所以实际情况喷油开始和燃烧开始的时刻不在c点，而分别提前到上止点前的c'和c''。提前的结果，使燃烧恰好在c点前后形成迅速燃烧，从而出现压力几乎直线上升的$c-z$段。z点的压力高达6000～9000kPa，称为最大爆发压力，温度高达1800～2000℃。当燃烧基本结束(Z'点)后，随着活塞被推动继续下移，容积增大，气体压力和温度也很快下降。

d点表示做功行程结束，排气行程开始。此时活塞开始上移。直至a点，排气行程结束，由于废气排出时有阻力，所以此时气缸内废气压力仍略高于大气压力，完成一个工作循环，紧接着下一个工作循环又开始。应当指出，示功图中标有“＋”号的面积(严格说应该是标有“＋”号的面积减去标有“－”号的面积，即二者之差值)代表了这一工作循环内燃烧气体对活塞所做功的大小。当柴油机大负荷工作时此面积大，小负荷工作时此面积小。此外示功图还可以用来比较不同柴油机在相同的供油条件下燃烧和热损失的情况。面积大者，表示该柴油机燃烧情况较好，热量损失较少，热效率较高。

3.2.2　四冲程汽油机的工作过程

汽油机与柴油机由于所用燃料的性质差异，其工作原理和工作过程存在某些重要差别。现在，汽油机普遍采用电子控制装置，取代传统的机械系统（如化油器）来控制发动机的供油过程。如汽油机电喷系统就是通过各种传感器将发动机的温度、节气门状况、发动机的转速、负荷、曲轴位置、车辆行驶状况等信号输入电子控制装置，电子控制装置根据这些信号参数发出相应的指令进行控制，如图3.4所示。

电控汽油喷射系统主要由以下各部分组成。

(1) 供油系统主要由油箱、燃油泵、油压调节器和喷油器组成，燃油泵由电动机驱动。当泵内油压超过一定值时，燃油顶开单向阀向油路供油。当油路堵塞时，卸压阀开启，泄出的燃油返回油箱。

(2) 喷油器是电磁式的。当喷油器不工作时，针阀在回位弹簧的作用下将喷油孔封住。当电子控制单元(ECU)的喷油控制信号将喷油器的电磁线圈与电源回路接通时，针阀才在电磁力的吸引下克服弹簧压力、摩擦力和自身重量，从静止位置往上升起，喷出燃油。

多点喷油系统中喷油器通过绝缘垫圈安装在进气歧管或进气道附近的缸盖上，用输油管将其固定。多点喷油(multipointinjection，MPI)系统每缸有一个喷油器。

单点喷油(singlepointinjection，SPI)系统的喷油器安装在节气门体上，各缸共用一个

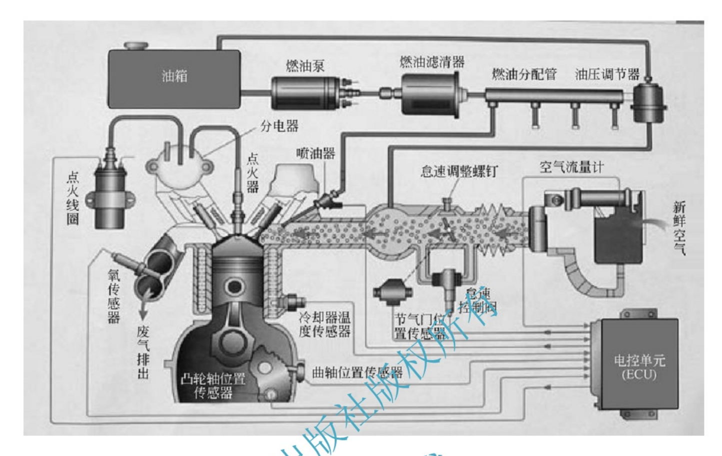


图3.4 电喷汽油机工作原理示意图

喷油器。

(3) 油压调节器的功能是调节喷油压力。喷油器喷出的油量是通过改变喷油信号持续时间来控制的。由于进气歧管内真空度是随发动机工况而变化的，即使喷油信号的持续时间和喷油压力保持不变，工况变化时喷油量也会发生少量的变化，为了得到精确的喷油量，必须使油压和进气歧管真空度的总和保持不变。

(4) 控制系统由传感器、ECU和执行器组成。

传感器是感知信息的部件，负责向ECU提供发动机和汽车运行状况。

ECU的功用是采集和处理各种传感器的输入信号，根据发动机工作的要求(喷油脉宽、点火提前角等)，进行控制决策的运算，并输出相应的控制信号。目前，除了控制喷油外，还控制点火、废气再循环(EGR)阀、怠速和增压发动机的废气阀等，由于共用一个ECU对发动机进行综合控制，所以也被称为发动机管理系统。

执行器接收ECU发出的各种控制指令，产生相应的动作以实现所要求的控制。

图3.4中金属方盒即为ECU，箭头指向ECU的部件为传感器，箭头从ECU出去的部件为执行器。

图3.5所示为四冲程汽油机的示功图。

四冲程汽油机与四冲程柴油机工作过程的主要区别如下。

(1) 汽油机进气行程吸入气缸的不是纯空气，而是在气缸外部已初步形成的可燃混合气。方法是在进气通道上装有化油器，当高速空气通过化油器喉管时，由于汽油黏度小，挥发性好，汽油从喷孔被吸出并吹散。吹散的汽油滴在气流中一边汽化一边与空气混合，成为可燃混合气进入气缸。

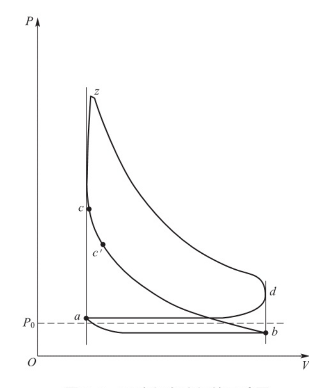


图 3.5　四冲程汽油机的示功图

(2) 由于汽油机压缩行程所压缩的是可燃混合气而不是纯空气，所以压缩比要小得多，一般为$\varepsilon=6\sim9$，否则点火后容易自燃，使着火时刻失去控制。

(3) 由于同样的理由，汽油机必须采用点火器点火，由 ECU 来准确控制点火时刻。

(4) 由于汽油机的可燃混合气经过进气和压缩两个行程的准备，汽油充分汽化，油气混合均匀，比柴油机的准备过程充分得多，一旦着火，燃烧速度极快。从汽油机的示功图(图 3.5)上可以看到，c'点开始点火燃烧，c点前后形成迅速燃烧期，由于燃烧速度快，$c-z$段的气体压力直线上升，燃烧持续时间短，因而一般汽油机的转速比柴油机高。

表 3-1 是四冲程内燃机满负荷工作时，示功图上几个特殊点的压力和温度范围。

表 3-1　四冲程内燃机示功图上几个特殊点的压力和温度

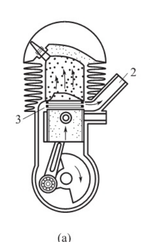
活塞位置		柴油机		汽油机	
		压力/kPa	温度/℃	压力/kPa	温度/℃
进气终了		80～93	50～70	75～90	90～120
压缩终了		3000～5000	500～750	800～1400	250～300
做功	开始	6000～9000	1800～2000	3000～4500	2000～2500
	终了	300～400	800～900	300～600	900～1200
排气终了		105～125	300～500	105～125	500～800

3.2.3　二冲程汽油机的工作过程

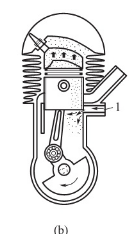
二冲程发动机的工作循环也包括进气、压缩、做功和排气 4 个过程，但它是在活塞往复运动的两个行程内完成的，图 3.6 所示为二冲程汽油机工作循环示意图。

第一行程在曲轴旋转的带动下，活塞由下止点向上止点运动，当活塞上行至关闭换气孔和排气孔时［图 3.6(a)］，已进入气缸的新鲜混合气开始被压缩，直到活塞到达上止点，压缩结束。

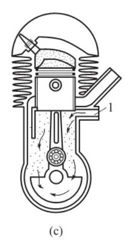
第二行程当活塞接近上止点时［图 3.6(c)］，火花塞产生电火花，点燃混合气，燃烧后形成的高温、高压气体推动活塞从上止点向下止点运动做功，当活塞下行到关闭进气孔后，活塞下方曲轴箱内的可燃混合气被预压。当活塞下行到排气孔开启时［图 3.6(d)］，部分燃烧后的废气靠自身压力经排气孔排出，紧接着换气孔开启，曲轴箱内经过预压的可燃混合气经换气孔进入气缸，并扫除气缸内的废气，这一过程称为换气过程，它一直延续



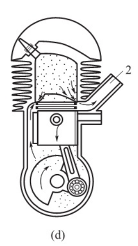
(a)



(b)



(c)



(d)

图 3.6 二冲程汽油机工作示意图

1—进气孔；2—排气孔；3—换气孔

到下一行程活塞再次关闭换气孔和排气孔为止。

由上可知，第一行程活塞上方进行换气、压缩，活塞下方为进气，第二行程活塞上方进行做功、换气，活塞下方为预压缩，换气过程纵跨两个行程。

排气孔的位置应保证使做功过程约为活塞全行程的 2/3，它稍高于换气孔，以便做功过程结束时靠气缸内气体的剩余压力排气。这既有利于排气干净，也可使气缸内压力降低，便于从换气孔进入新鲜混合气。活塞顶做成特殊形状，以将新鲜混合气引向上部，这样既可以防止新鲜混合气大量地混入废气，并随废气一起排出气缸造成浪费，又可驱除废气，使排气更为彻底。但是尽管如此，要完全避免可燃混合气的损失，是不可能的。

通过上述分析可知，二冲程汽油机在换气时由于有混合气损失，所以经济性差，在大中型机械车辆上的运用受到了限制。但由于其结构简单、质量轻、制造费用低等优点，作为工程机械柴油主机的起动机和摩托车、微型汽车等小排量发动机被采用。

3.2.4 二冲程柴油机的工作过程

二冲程柴油机的工作循环与二冲程汽油机工作循环有很多相似之处，所不同的主要是进入气缸的不是可燃混合气，而是纯空气。图 3.7 所示为带有换气泵的二冲程柴油机工作循环示意图。新鲜空气由换气泵提高压力(为 0.12～0.14MPa)后经气缸外部的空气室和气缸壁上的进气孔进入气缸内，而废气则经由专设的排气门排出。

第一行程活塞自下止点向上止点移动。行程开始前，进气孔和排气门均已开启，由换气泵提高压力的空气进入气缸进行换气［图 3.7(d)］。当活塞继续上移进气孔关闭，排气门也关闭时，开始压缩［图 3.7(a)］。当活塞接近上止点时，喷油器向气缸内喷入雾状柴油并自行着火［图 3.7(b)］。

第二行程活塞到达上止点后，着火燃烧的高温高压气体推动活塞下行做功。活塞下行至 2/3 行程时，排气门开启，废气靠自身压力自由排出气缸［图 3.7(c)］，此后进气孔开启，进行与汽油机类似的换气过程。

二冲程柴油机由于换气时进入气缸的是纯空气，没有燃料损失，被用于某些大型工程机械和重型载货汽车上。

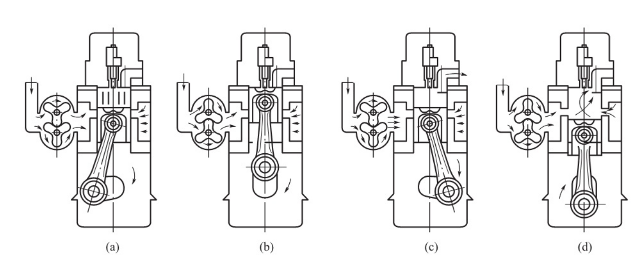


图 3.7　二冲程柴油机工作示意图

3.3　发动机的总体构造

为实现“燃料化学能转换成热能并进而转换为机械能”这一能量转换过程，并能连续、长期、稳定地工作，发动机是由许多机构和系统组成的复杂机器。现代发动机的结构形式很多，即使是同一类型的发动机，其具体结构也是千差万别，但完成发动机工作循环所需的基本构造则是大同小异。下面叙述广泛应用的柴油机的总体构造，并简要介绍汽油机的结构特点。

图 3.8、图 3.9 所示分别为 485 型柴油机、6135 型柴油机的结构图。

柴油机一般由两大机构四大系统组成，分别介绍如下。

1. 曲柄连杆机构和机体组件

曲柄连杆机构是柴油机借以产生并传递动力的机构，通过它把活塞在气缸中的直线往复运动(推力)和曲轴的旋转运动(转矩)有机地联系起来，并由此向外输出动力。曲柄连杆机构包括活塞组、连杆组、曲轴飞轮组等。机体组件是整个柴油机的基础和骨架，所有的运动机构和系统都由它支承和定位，借以形成完整的柴油机，包括机体(气缸体-曲轴箱)、气缸套、气缸盖和油底壳等。

2. 配气机构

配气机构主要由进气门、排气门、摇臂、推杆、挺杆、凸轮轴、正时齿轮等组成，其作用是使新鲜气体适时充入气缸并及时从气缸排出废气。配气系统还包括设置在气缸盖内的进、排气道，与进、排气道连接的进、排气歧管，进、排气管，空气滤清器，排气消声器，增压式柴油机上还装有废气涡轮增压器。随着法律法规要求更加严格，排气系统中增加废气再循环(EGR)，及选择性催化还原(SCR)技术的使用，配气机构中还要增加相应的装置。

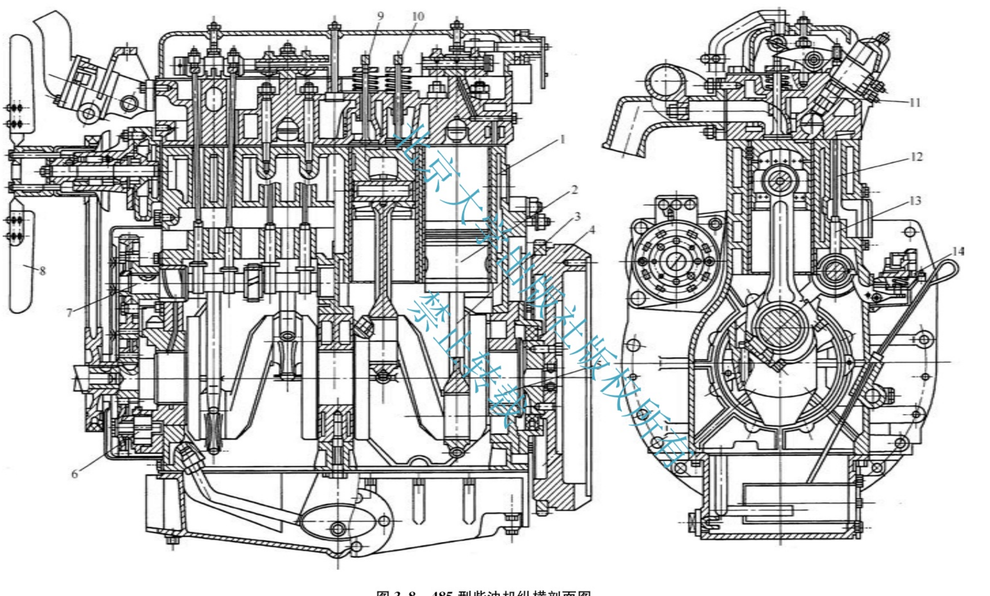


图 3.8　485 型柴油机纵横剖面图

1—气缸套；2—活塞；3—连杆；4—飞轮；5—曲轴；6—机油泵；7—凸轮轴；8—风扇；9—进气门；10—排气门；11—喷油器；12—推杆；13—挺杆；14—输油泵

图 3.9　6135 型柴油机纵横剖面图

1—活塞；2—气缸套；3—水套；4—连杆；5—飞轮；6—曲轴；7—摇臂；8—排气管；9—气门；10—推杆；11—凸轮轴；12—机油滤清器；13—机油散热器；14—机油泵；15—输油泵；16—喷油泵；17—喷油器；18—进气管；19—空气滤清器

3. 燃料供给系

柴油机燃料供给系包括：燃油箱、柴油粗滤清器、柴油精滤清器、输油泵、喷油泵及调速器总成、喷油器、低压油管、高压油管。燃料供给系的功用是根据柴油机工作循环需要和柴油机负荷的变化，定时地、适量地将清洁的高压柴油供给喷油器，由喷油器将柴油以雾状(极细微颗粒)喷入燃烧室，使之与气缸内的压缩空气混合燃烧。采用电子喷射技术后，燃油供给系也发生了变化。提高喷油压力，输油泵变成了单体泵，喷油及正时由计算机控制。

4. 润滑系

润滑系的任务是用机油来保证各运动零件摩擦表面的润滑，以减少摩擦阻力和零件的磨损，并带走摩擦产生的热量和磨屑，这是柴油机长期可靠工作的必要条件之一。润滑系主要包括机油泵、机油滤清器、机油冷却器和润滑油道等。

5. 冷却系

冷却系的任务是保持柴油机工作的正常温度，将受热零件的多余热量散发到大气中去。柴油机温度过高或过低，都将影响正常工作，因而这也是柴油机长期可靠工作的必要条件之一。冷却系主要包括水泵、风扇、散热器、节温器和水管等装置。

6. 起动装置

柴油机需借助外力起动才能进入自行运转。起动装置为柴油机的起动提供外力。起动装置包括起动马达及蓄电池等。

综上所述，曲柄连杆机构与供给系互相配合，得以实现能量的转化，产生动力，是柴油机的核心机构。它们工作情况的好坏，对柴油机的性能具有决定性的影响。而其他各机构和系统则都是起保障作用的。它们之间互相配合，协同动作，为柴油机的长期工作创造必要的条件，缺一不可。

汽油机使用的燃料性质及向发动机气缸供给的方式与柴油机有一定差异。另外，汽油机的点火方式也与柴油机不同。

(1) 汽油机燃料供给系。在进气管路中串接一个制备汽油与空气混合的装置——化油器。化油器的任务是把汽油与即将进入气缸的空气，根据发动机不同工况的要求，制备各种适当浓度的混合气进入气缸。电子喷射系统，可将汽油直接喷射到气缸或进气管内，取消了化油器。

(2) 汽油机中有点火系。因为汽油机进气行程中，进入气缸是汽油与空气的混合气，所以发动机的压缩行程中，气缸内压缩的也是这些混合气。因此汽油机的压缩比不可能像柴油机那么大(柴油机压缩比一般为16～22，而汽油机的压缩比一般只有9～12)。否则，活塞还未到上止点，缸内混合气就可能被压燃，发动机将无法运转。汽油机设置有电点火系统，其任务是在活塞上行到压缩行程临近上止点时，在缸内产生电火花，以点燃气缸内的混合气。汽油机的点火系包括电源部分(蓄电池和发电机)、点火线圈、断电-配电器、火花塞、低压导线和高压导线。

3.4 发动机主要性能指标

3.4.1 主要性能指标

为了表征各种类型发动机的性能特点，比较发动机性能的优劣，一般以发动机性能参数作为评价指标。其主要性能指标有动力性指标和经济性指标。动力性指标包括转矩、功率等；经济性指标，也叫燃料经济性指标，指的是发动机的燃油消耗量和燃油消耗率。

1. 额定转矩及额定功率

发动机驱动工程机械的力矩称转矩，用M表示，单位是N·m。发动机在单位时间内对外实际做功的大小称功率，用N表示，单位是kW。对于直线运动的物体，功率就是力与速度的乘积；对于旋转运动的物体，功率就是转矩与角速度的乘积。发动机的功率N(kW)可通过式(3-5)计算

$$N=2\pi n\frac{M}{60}10^{-3}=\frac{Mn}{9550} \tag{3-5}$$

发动机在标定的转速及转矩下工作，称为额定工况或额定点。额定工况下的转速、功率、转矩分别称为额定转速n_0、额定功率N_0、额定转矩M_0。额定功率N_0也叫标定功率或标称功率。

额定功率分为瞬时功率、1h功率、12h功率、持续功率等。瞬时功率是指柴油机很少在大负荷下工作，只有短时间达到大负荷，这样确定的额定功率，汽车采用15min的瞬时额定功率。1h功率是指柴油机连续在大负荷下工作不超过1h确定的额定功率，工程机械大多采用1h额定功率。12h功率是指柴油机连续在大负荷下工作不超过12h确定的额定功率，船用柴油机采用12h额定功率。持续额定功率是指柴油机在大负荷下不间断工作确定的额定功率，发电机组用柴油机采用持续额定功率。

2. 经济性指标

发动机的经济性指标包括耗油量及耗油率。发动机在单位时间内消耗燃油的量称为燃油消耗量，也称耗油量，用G表示，单位为L/h或kg/h(本书以kg/h表示)。发动机在单位时间内，并发挥单位功率所消耗的油量称为燃油消耗率，也称耗油率，用g表示，单位为g/(kW·h)。耗油量与耗油率有以下关系

$$g=1000\frac{G}{N} \tag{3-6}$$

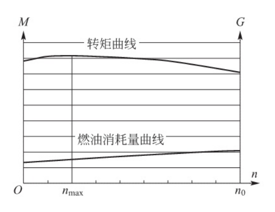
显然，燃油消耗率比燃油消耗量更能完整表达发动机的经济性能。一般燃油消耗率在190～230之间。采用现代新技术后，燃油消耗率越来越小。

3.4.2 柴油机外特性曲线

在最小油门下，能维持柴油机稳定转动的最低转速称为怠速，或称柴油机最低稳定转速。

柴油机的外特性曲线比较全面地反映了柴油机的性能。一般柴油机厂家给出如图3.10所示的特性曲线(也有厂家给出燃油消耗率g曲线)。

根据式(3－5)和式(3－6)，可以分别求出功率 N 及燃油消耗率 g，在图 3.10 中增加功率 N 及燃油消耗率 g 曲线，如图 3.11 所示。



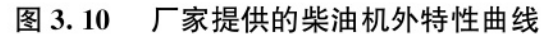


图 3.10　厂家提供的柴油机外特性曲线

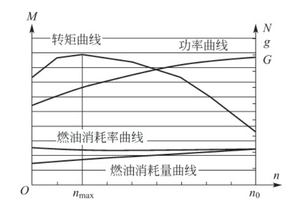


图3.11　额定点以前的柴油机外特性曲线

图 3.11 仅表示额定点以前的柴油机外特性曲线，包括转矩、功率、燃油消耗量、燃油消耗率。实际上，柴油机在额定转速后，调速器起作用，直到最高空转转速。最高空转转速也叫高怠速，用 n_{max} 表示。调速率表示高怠速 n_{max} 与额定转速 n_0 之间的关系。调速率 δ 用式(3－7)表示

$$\delta=\frac{n_{max}-n_0}{n_0}\times 100\% \qquad (3-7)$$

一般柴油机的调速率为 5%～10%，也就是说柴油机的最高空转转速(高怠速)n_{max} 是额定转速 n_0 的 1.05～1.1 倍。

在高怠速下，柴油机的载荷为零。调速段(从 n_0 到 n_{max})的转矩 M、功率 N 也从额定点的值降为零，中间为一条直线，燃油消耗量 G 成直线降到最小。

最大转矩点是在外特性曲线上转矩达到最大的点，如图 3.12 所示，在该点上的转矩为 M_{max}，相应的转速称为最大转矩点转速 n_{max}。最大转矩 M_{max} 越大，说明柴油机承受过载越强。采用转矩储备系数 λ 反映柴油机的过载能力，表示为

$$\lambda=\frac{M_{max}}{M_0} \qquad (3-8)$$

转矩储备系数 λ 一般为 1.1～1.2，有的柴油机达到 1.4 以上。转矩储备系数越大，说明柴油机过载能力越强。

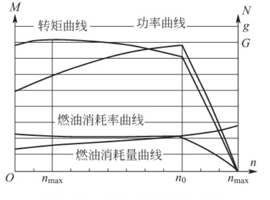


图 3.12　柴油机外特性曲线

另外，工程机械柴油机的调速特性为全程调速，这样可以保证在载荷变化时，柴油机的转速变化不大。

3.5　柴油机系统设计

有了柴油机后，怎样将柴油机配置在工程机械上，发挥出柴油机的性能是设计的目的。柴油机安装在工程机械上，还必须设计柴油机安装、散热系统、燃油箱、空气滤清

器、消声器、飞轮及飞轮壳连接等。

3.5.1 柴油箱设计

设计柴油箱首先考虑的是柴油箱容积。容积太大，柴油箱及柴油太重，加油时间及加油间隔时间长。柴油箱的容量设计必须保证工程机械的加油间隔时间。柴油箱容积 V(L)

$$V=\frac{NgTk}{1000\gamma} \tag{3-9}$$

式中，T 为台班时间长度(h)；k 为机器负荷率(%)；γ 为柴油的密度(kg/L)，一般取0.8～0.83kg/L。

为保证每个台班内机器不用加油，加油周期必须大于台班时间 T。如每台班时间为8h时，取 $T=8$h。

机器负荷率 k 的定义是某段时间内，机器的平均负荷与该段时间内的最高负荷的百分比。这与每种机器的工作特性及工况有关。一般 k 取60%～90%。

3.5.2 空气滤清器

空气滤清器是滤除空气中的硬质灰尘颗粒，向柴油机提供清洁空气，防止灰尘造成柴油机磨损作用的部件。空气滤清器一般包括预滤器和滤清器两个部分，如图3.13所示。空气滤清器由滤芯及壳体组成，起过滤空气的作用。空气滤清器按照过滤方式不同分为干式过滤器和油浴式过滤器。预滤器起阻挡大颗粒进入及防水等作用。近年发展起来的旋流式预滤器(如叶片环、旋流管等)，过滤效率达到80%以上。

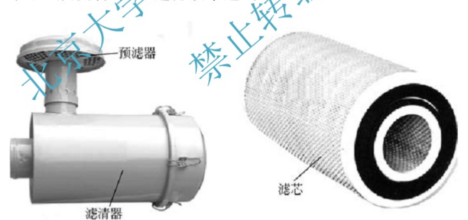


图3.13 空气滤清器及其滤芯

柴油机空气滤清器的选择和使用必须注意以下几个方面。

(1) 空气滤清器的容量必须满足柴油机的使用性能要求。柴油机的功率越大，所需的空气滤清器流量越大；其他部件包括空气压缩机等需要与柴油机共用空气滤清器时，其流量应该增大。

(2) 与空气滤清器相连的管路及接口必须保证严格密封，不得漏气，并必须保证可靠耐久。

(3) 空气滤清器进气管入口的位置，应设在尘土最少、不进雨或雪、温度低、无热气及废气的部位，并具有相应措施。

(4) 空气滤清器必须进行定期保养及更换滤芯。

一般柴油机共有 4 个安装位置(机体的前、后端分别提供两个)，可安装 4 个支座。柴油机的安装支座布置方式有三点安装和四点安装。四点安装是非静定结构，使柴油机机体产生附加受力，而且支座受力不均匀。三点安装是静定结构，机体受力均匀。一般采用三点安装方式。

柴油机工作时振动很大，不希望将这些振动传递到车架及驾驶室内。为防止机体与车架传递振动，柴油机支座必须有减振装置。该减振装置必须实现上下双向隔离，也就是说，柴油机支座的上下两个方向都要有减振装置。

3.5.5　柴油机扭振

在设计中常发现，传动轴、变速输入轴等直接与柴油机飞轮连接的部件容易损坏，将它们加粗后还是会损坏。甚至像采用柴油机与液力变矩器分体安的装载机，其柴油机与液力变矩器之间的传动轴设计成比变速器与驱动桥之间的传动轴承载能力高 2 倍，该传动轴仍然会损坏。

1916 年，德国学者盖格尔(Geiger)发表了用机械式盖格尔扭振仪测量轴系扭转振动的文章，使扭转振动的研究开始进入实测和实验阶段，并逐步形成计算分析和处理扭振实际问题的一套经验上的和初步理论上的方法。20 世纪 60—80 年代，扭振研究全面蓬勃发展。近年来，随着计算机技术和测试技术的飞速发展，大型有限元软件及相关精密仪器的普及，许多学者运用有限元法、试验方法和动态刚度矩阵方法研究了曲轴的振动特性及曲轴振动与机体振动之间的关系。

工程机械绝大部分采用四冲程柴油机，也就是说，曲轴每转两圈(720°)，每个气缸工作一次。也即是说，对 1、2、3、4、6 缸柴油机，曲轴每转 720°，分别做功 1、2、3、4、6 次，每次做功角度间隔为 720°、360°、240°、180°、120°。每次做功，曲轴必然加速，这就产生了曲轴的瞬时转速不均匀，以及活塞往复惯性力、曲轴离心惯性力，使柴油机的扭振更严重。加上振动之间的叠加相互干扰等，使曲轴扭转振动复杂化。虽然柴油机的前端都带有扭振减振器，还是不能完全消除曲轴的扭振。

为了降低扭振对传动件造成的伤害，在飞轮与传动件之间增加弹性联轴器。弹性联轴器工作扭矩必须大于柴油机的最大转矩 M_{max}。

3.5.6　散热器组布置

工程机械在工作过程中，有很多部位会产生热量，如柴油机本身工作中燃料燃烧、变矩器的搅油、液压系统元部件及管路、空调系统等所产生的热量。这些热量都需要通过散热器散到空气中去，以保持各系统的温度在许可的范围内，达到热平衡状态。即使采用水冷方式，通过水油热交换，水将热量带进柴油机的水系统，最终还是需要水散热器将热量带到空气中去。一般柴油机机油散热器采用的是水冷方式，部分变矩器油散热器也采用这种方式，通过管式散热器实现水油热交换。

一般工程机械大都带水散热器、变矩器油散热器、液压油散热器、空调散热器等。各散热器工作温度范围是不同的，冷却水的工作温度低于 100℃(膨胀水箱温度略高)，变矩器油温在 130℃以下(一般在 120～160℃)，液压油温低于 80℃，空调冷凝器温度低于 60℃。要注意各散热器温度极限的不同，即变矩器油散热器 130℃≥水散热器 100℃≥液压油散热器≥80℃≥空调冷凝器 60℃。在布置散热器时，根据温度极限的不同，将低的放

在进风端，高的放在出风端。按照此理论，从进风端开始分别放置空调冷凝器、液压油散热器、(空-空中冷器)、水散热器、变矩器油散热器。带有空-空中冷器的散热器组(最高温度达到180℃)，为了更好地降低柴油机的进气温度，增加吸入气缸的空气量，使柴油机燃烧更加充分，从而提高发动机功率和转矩，将空-空中冷器布置在水散热器之前。散热器层叠方式如图3.15所示(图中未表示放在液压油散热器之前的空调冷凝器)。

近年来，发展出一种并列散热方式，将水散热器、变矩器油散热器、液压油散热器三者并列排放在散热器组平面内，各散热器厚度相同，根据所需散热面积改变散热器的宽度，如图3.16所示。

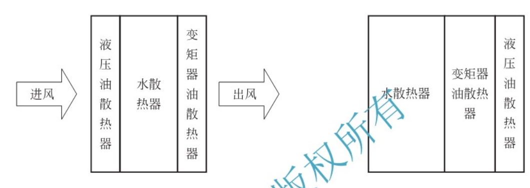


图3.15　层叠式散热器组　　**图3.16　并列式散热器**

层叠式散热器散热时，散热顺序是空气先经过液压油散热器，经加热的热空气再进入水散热器，最后进入变矩器油散热器。这样空气会被不断加热。进入并列式散热器的空气不会层层加热，散热器之间散热相互独立，具有很好的散热效果。

应做好散热器进出风的隔离，否则会出现热风循环进入散热器，导致散热器组温度升高。



1. 填空题

(1) 内燃机按所用燃料不同可分为________、________、________。

(2) 四冲程柴油机一个工作循环经历________、________、________和________4个行程。

2. 名词解释

(1) 额定工况；(2) 额定转矩；(3) 额定功率；(4) 耗油量；(5) 耗油率。

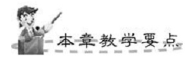
3. 简答题

(1) 柴油机由哪些部分组成？

(2) 柴油机有哪些优点？

(3) 柴油机外特性有什么特点？

第 4 章 工程机械传动系设计



知识要点	掌握程度	相关知识
概述	(1) 了解工程机械对传动系的要求； (2) 掌握工程机械总传动比和各部件传动比的计算方法； (3) 了解变速器各挡传动比分配方法； (4) 掌握传动系的计算载荷确定方法； (5) 掌握典型工程机械传动系类型	(1) 工程机械对传动系的要求； (2) 工程机械总传动比和各传动部件传动比的确定； (3) 各挡传动比分配； (4) 传动系的计算载荷； (5) 典型工程机械传动系
主离合器设计	(1) 熟悉主离合器的设计应满足的要求； (2) 掌握主离合器的接合过程； (3) 掌握接合过程中的滑磨功计算； (4) 熟悉摩擦面上压紧力的分布情况； (5) 掌握主离合器主要参数的确定； (6) 了解主离合器主要零部件设计要点	(1) 主离合器设计应满足的要求； (2) 主离合器的接合过程； (3) 接合过程中的滑磨功计算； (4) 摩擦面上压紧力的分布； (5) 主离合器主要参数的确定； (6) 主离合器主要零部件设计要点
液力变矩器的选择	(1) 熟悉液力变矩器的结构和工作原理； (2) 了解液力变矩器的特性； (3) 熟悉液力变矩器的特性评价； (4) 了解液力变矩器与发动机的共同工作特性； (5) 熟悉液力变矩器与发动机的合理匹配	(1) 液力变矩器的结构和工作原理； (2) 液力变矩器的特性； (3) 液力变矩器的特性评价； (4) 液力变矩器与发动机的共同工作特性； (5) 液力变矩器与发动机的合理匹配
定轴式变速器设计	(1) 熟悉变速器的功用、要求与设计步骤； (2) 熟悉动力换挡定轴式变速器的结构类型，了解结构设计要点； (3) 掌握行星式变速器运动学分析与动力学分析，熟悉行星式变速器传动方案的设计； (4) 了解行星式变速器零部件设计	(1) 变速器的功用、要求与设计步骤； (2) 动力换挡定轴式变速器的结构类型与结构设计要点； (3) 动力换挡行星式变速器设计
万向节和传动轴设计	(1) 熟悉万向节传动的设计要求； (2) 掌握十字轴万向节的构造、原理和设计； (3) 了解等角速万向节	万向节和传动轴设计
轮式工程机械驱动桥	(1) 熟悉驱动桥的结构类型与设计要求； (2) 熟悉主减速器结构形式的选择； (3) 掌握主减速器设计； (4) 熟悉差速器工作原理； (5) 掌握差速器设计； (6) 掌握半轴与桥壳设计； (7) 掌握轮边减速器结构与设计	(1) 驱动桥的结构类型与设计要求； (2) 主减速器设计； (3) 差速器设计； (4) 半轴与桥壳设计； (5) 最终传动



导入案例

以柔克刚更平顺——液力变矩器

液力变矩器(图 4.01)位于发动机和变速器之间，起到传动、离合和放大扭矩的作用。

液力变矩器相当于手动挡车型的离合器，但是与离合器不同的是，它具备柔性传动的特点，也就是说在起步等情况下，它不是硬连接，而是通过液压油(ATF)传递动力。这也是为什么即便是新手，驾驶 AT、CVT 等装备液力变矩器的车型，也能平稳起步，换挡时不容易发生顿挫(变速器本身匹配不好不计)。

中国兵器工业集团江麓机电集团有限公司和北京理工大学合作着手研发大功率工程机械高效液力变矩器及系列化课题项目研究，并在公司建立大功率液力变矩器的研制生产基地。

该项目主要针对大功率工程机械高效液力变矩器，重点开展高效率液流空间流道技术、叶轮结构优化设计和制造技术、单向联轴器技术等关键技术研究；同时，开展液力元件的三维流场理论、叶栅系统三维设计、特性控制理论及流场测试方法等基础理论研究，拓宽液力传动的应用范围，为民用车辆、矿山机械、铁路机车及风力发电等提供技术服务；进行先进技术的工程化研究开发、应用示范、咨询服务和人才培训，通过 UGNX 三维设计软件设计零部件，使用 ANSYS 公司的流体动力仿真软件 CFX 来模拟分析流场，对叶片的形状设计提供支撑数据，摸索解决液力变矩器技术难点的方法。

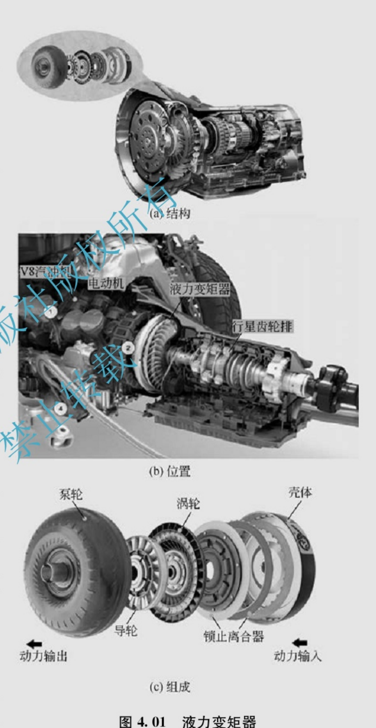


图 4.01　液力变矩器

本章的重点是结合工程机械总体设计要求，在处理传动系设计时，能够做到正确选择传动系各部件的结构形式，合理地确定传动系及其零部件的主要参数，为该部件具体的技术设计提供基本依据。而各个部件及其零件的具体技术设计的过程十分繁杂而且细致，所涉及的技术内容多，资料量大，本书难以容纳，必须参考相关书籍。

4.1 概　　述

4.1.1 传动系的功用、类型和组成

工程机械的传动系是指发动机和驱动轮之间的所有传动部件。传动系的类型主要有机械式传动、液力机械传动、液压传动和电传动。机械式传动系主要由主离合器、变速器、分动器、万向传动轴和驱动桥组成；液力机械传动系一般不设主离合器。在高速运行的轮式工程机械中有的设有闭锁离合器，其他组成部分则与机械式传动系相似；液压传动通常用于驱动载荷较小并且要求作用力和工作速度都能无级调节的工作装置，液压传动系主要由液压泵、液压马达和各种控制阀组成。工程机械中除电传动式应用较少外，其他几种传动系应用都较普通。其中施工机械以机械传动和液力机械传动应用最多。

工程机械传动系的主要功用：接通或切断动力；实现发动机空载起动和不停机换挡；对传动系实行过载保护；改变运动方向和运动型式；有级或无级改变工作装置的转速、转矩，并向各工作装置分配动力；履带式工程机械传动系还兼有转向功能。

4.1.2 工程机械对传动系的要求

不同类型的动力装置和工程机械对传动系有不同的要求。目前，绝大多数自行式工程机械的动力装置为柴油机，依据柴油机功率输出的特点，对工程机械传动系有以下要求。

(1) 大多数工程机械都兼有牵引和运输两种工况。以牵引工况为主的工程机械，要求传动系有良好的牵引性能，能输出足够大的牵引力，并且牵引力能在一定的范围内与外负荷的变化相适应；以运输工况为主的工程机械，则要求传动系有良好的速度性能，有较高的行驶速度和较宽的速度调节范围。

(2) 作业时，要求驱动轮能改变旋转方向，实现机械的前进和倒退行驶。

(3) 为减轻整机质量，工程机械大多数选用转速较高的中、高速柴油机，但是，驱动轮要求转速低、转矩大。

(4) 传动系应有较高的传动效率，以减少功率损失。

(5) 一般工程机械载荷变化大，传动系应有较好的载荷适应性能和可靠的过载保护能力。

(6) 传动系零部件“三化”(标准化、系列化和通用化)程度高，结构简单，加工、装拆、维修方便，有较高的可靠性。

(7) 操作安全、灵活、方便、省力。

此外，在作业中往往要求传动系能中断向驱动轮传递动力而发动机并不停止运转；在弯道上行驶时能实现两侧驱动轮有不同的转速；以及保证发动机的空载起动等要求。

4.1.3 传动系总传动比和各传动部件传动比的确定

1. 总传动比的确定

已知理论行驶速度 v_T 的计算式为

$$v_T=2\pi r_d n_k \frac{60}{1000}=0.377 r_d \frac{n_e'}{i_\Sigma}$$

即

$$i_\Sigma=0.377\frac{r_d n_e'}{v_T} \quad (4-1)$$

式中，i_Σ 为总传动比；r_d 为驱动轮动力半径(m)；n_k 为驱动轮转速(r/min)；n_e'为发动机或液力变矩器输出轴转速(r/min)；v_T 为理论行驶速度(km/h)。

(1) 机械传动系。由工程机械总体设计给出最高挡行驶速度 $v_{T\max}$、最低挡行驶速度 $v_{T\min}$及选定的驱动轮动力半径 r_d，则以柴油机的标定转速 n_{eH}代入式(4-1)，即可求得最高挡总传动比为

$$i_{\Sigma H}=0.377\frac{r_d n_{eH}}{v_{T\max}}$$

最低挡总传动比为

$$i_{\Sigma I}=0.377\frac{r_d n_{eH}}{v_{T\min}}$$

(2) 液力机械传动系。为了确定 $i_{\Sigma H}$及 $i_{\Sigma I}$数值，先在液力变矩器和发动机共同工作输出特性中确定高效区，然后以高效区内的涡轮最高转速 n''_{TP}代入式(4-1)，求得最高挡总传动比为

$$i_{\Sigma H}=0.377\frac{r_d n''_{TP}}{v_{T\max}}$$

以高效区内的涡轮最低转速 n'_{TP}代入式(4-1)，求得最低挡总传动比为

$$i_{\Sigma H}=0.377\frac{r_d n'_{TP}}{v_{T\min}}$$

2. 各部件传动比的确定

$$i_\Sigma=i_k\cdot i_0\cdot i_f$$

式中，i_k 为变速器传动比；i_0 为主传动器(中央传动器)传动比；i_f 为最终传动(轮边传动器)传动比。

一般工程机械的作业速度较低，传动系多数是降速传动。分配总传动比时，应遵循各分传动比“前小后大”、降速要慢和传动副“前多后少”的原则，即首先选取尽可能大的 i_f，然后选取尽可能大的 i_0，最后由所需的 i_Σ 确定 i_k，以使传动系前部多数传动副的尺寸较小，结构紧凑。例如，分配轮式工程机械的总传动比时应尽量使 $i_B<i_0<i_f$。在有带传动和链传动的机械传动系中，因带传动靠近发动机，链传动靠近工作装置，因此带传动比应比链传动的传动比小得多。在具体分配传动比时还必须考虑以下几点。

(1) 传动比分配应考虑结构布置的可能性。在考虑 i_f 时，为了不影响整机的宽度，在结构布置上一般都要求轮边传动装置布置在轮辋(或履带的上方区段和支承区段)内，因此，其传动比 i_f 受到轮辋直径或履带驱动轮直径的限制。在考虑 i_0 时，主传动器大锥齿轮的直径往往受到最小离地间隙的限制，因而传动比也不能过大。

(2) 当选用较大的 i_f、i_0 时，在某些挡位可能出现 $i_k<1$，即变速器的某些挡位是增速，这是允许的。但是，i_k 的最小值受到变速器中轴承、传动轴、主传动器输入轴承的允许最高转速及齿轮最大允许圆周速度的限制，因而 i_k 也不能过小。

设计时，传动比的分配还可参考同类机械，结合具体情况选取。初步选定的各传动比数值需要通过各部件的方案设计及整机总体布置进行复核，而各部件传动比的精确数值，只有在完成选配齿轮参数及强度计算后才能最后确定。

3. 各挡传动比分配

总传动比分配给各传动部件后，应根据传动系方案中各变速装置的型式和分得的传动比，确定各变速装置的速度挡数、传动轴和传动副的数量及布置方式，并分配各挡和各传动副的传动比。确定变速装置的挡数及各挡传动比时，一般应遵循以下原则。

(1) 使机器在各种工况和载荷下都有所需的工作速度和作用力，并有尽可能高的生产率。

(2) 充分利用发动机的功率，最好实现恒功率输出，以便充分利用发动机的功率。

(3) 使发动机尽可能在高效率低油耗区工作，以便作业机械有较好的经济性。

(4) 合理确定速度挡数。一般情况下，挡数越多，作业机械对工况载荷的适应性越强，其生产率和发动机的功率利用率也越高。但挡数过多，会使变速装置的结构复杂、体积大，制造难度和成本也相应增高，有时甚至会降低结构的合理性和先进性。机械传动式工程机械的挡数一般不大于 8 挡，其中变速器的挡数大多数为 4 挡，并采用分动器兼作副变速器，以扩大变速范围。载荷变化大、要求调速范围更宽的大功率工程机械，通常采用液力机械传动，以扩大速度变化范围，简化变速器和传动系的结构。

(5) 工程机械的转速排列方式有等比级数排列、双重等比级数排列、等差级数排列，以及根据经验和工艺要求，确定各挡速度的所谓无规则排列。分配各挡传动比时，应尽可能使各挡速度成等比级数排列。等比排列的转速，对机器生产率的影响在转速范围内都相同，尤其是在结构设计上容易实现。但等比排列用于挡数过多的变速器会使高速挡速度梯度过大，或低速挡速度梯度过小，不易满足某些工程机械的工况需要，此时，可以采用双重等比排列。

(6) 分配各挡传动比时，应尽量避免先升速、后降速、再升速的方案。先升后降再升会使升速小齿轮的线速度过高、噪声增大，从而要求更高的制造精度。而降速传动的大齿轮则因外径大而加大变速器的尺寸，同时使传动系结构复杂。

(7) 齿轮副的降速传动比应小于 4，升速传动比大于 0.5。过大的降速比会使从动大齿轮齿数过多，尺寸过大；小的升速比则使从动小齿轮齿数过少，转速高，齿面容易磨损和疲劳破坏。

(8) 在条件许可的情况下，尽可能采用较多的公用齿轮，以减少齿轮数量。

4.1.4 传动系的计算载荷

1. 强度计算

强度计算时可按不稳定行驶工况计算最大载荷，但由于许多不确定因素和缺乏足够的数据和资料，目前仍广泛采用静强度法，并且基于经验的许用应力值来计算传动系中各传动零件的强度。计算转矩 M_p 取式(4－2)、式(4－3)中的小值。

(1) 根据发动机或液力变矩器的最大输出转矩 M_{max} 确定

$$M_p = M_{max} i \eta \tag{4-2}$$

式中，M_p 为计算转矩；i 为发动机或液力变矩器至计算零件的传动比；η 为发动机或液力

变矩器至计算零件的传动效率。

（2）根据附着力确定

$$M'_p = \frac{G_\phi \phi r_d}{i_m \eta_m} \tag{4-3}$$

式中，G_ϕ 为附着重量；ϕ 为附着系数；r_d 为驱动轮动力半径；i_m 为计算零件至驱动轮的传动比；η_m 为计算零件至驱动轮的传动效率。

2. 疲劳强度计算

可按稳定行驶工况驱动力 P_K 的载荷谱进行计算。

$$P_K = P_f + P_\omega + P_i + P'_{KP} \tag{4-4}$$

式中，P_K 为驱动力；P_f 为滚动阻力；P_ω 为空气阻力；P_i 为坡道阻力；P'_{KP} 为作业阻力。

4.1.5 典型工程机械传动系

工程机械传动系可以用传动简图表示其主要组成、运动和动力传递情况。图 4.1 和图 4.2所示为几种典型工程机械的传动系。

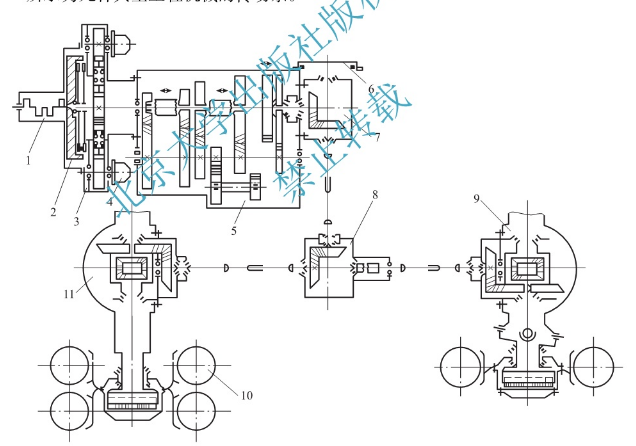


图 4.1 贵阳 WLY60 型液压挖掘机行走系统传动简图

1—4120FTZ 型柴油机；2—主离合器；3—油泵传动箱；4—油泵；5—变速器；6—停车制动器；7—上传动箱；8—下传动箱；9—前桥；10—轮胎；11—后桥

图 4.1 所示为贵阳 W4－560 与 W4－60C（即 WLY60）型液压挖掘机行走系统传动简图，属机械传动式。柴油机 1 的动力经主离合器 2，变速器 5，上下变角传动箱 7、8 和两套万向轴分别传动给前、后驱动桥 9、11 及轮边减速器，驱动车轮。

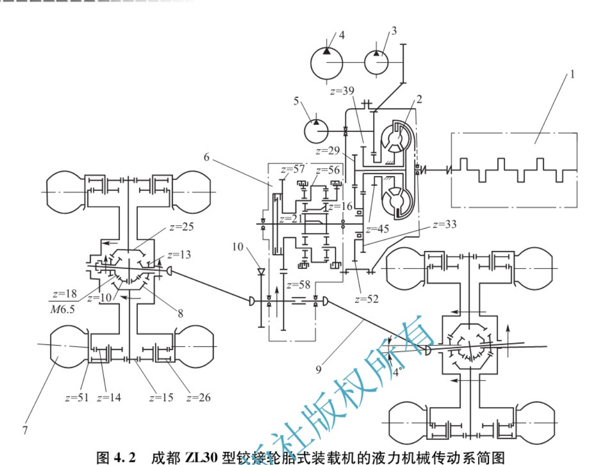


图 4.2 成都 ZL30 型铰接轮胎式装载机的液力机械传动系简图

1—6100 型柴油机；2—双涡轮液力机械变矩器；3—变矩器、变速器油泵，$p=1.5\text{MPa}$；4—工作油泵，CB-H90C-FL 型，$p=10\text{MPa}$；5—转向油泵，CB-F32D-FL 型，$p=8\text{MPa}$；6—变速器；7—轮胎；8—前驱动桥；9—传动轴；10—手制动器

图 4.2 所示为成都 ZL30 型铰接轮胎式装载机的液力机械传动系简图。动力经双涡轮液力变矩器传给动力换挡行星变速器后，再经两套万向轴分别传给带有大速比轮边减速器的前、后驱动桥。前驱动桥内设有差速器闭锁装置。因此进一步增强了装载机对载荷的适应性和行驶时的通过性能。

4.1.6 传动系设计的主要内容和一般步骤

传动系设计是在确定了机器的类型、基本参数、发动机的型式和总体布局完成以后开始的，并且与总体布局交错进行。传动系设计的主要内容及一般步骤如下。

1. 确定传动系的类型

选择传动系的类型主要依据工程机械的种类、技术性能、使用要求，结合各种传动系的特点综合考虑，同时可以参考现有同类或相类似的机器。一般土方作业机械主要采用液力机械传动或机械传动；履带式装载机和单斗挖掘机则较多采用液压传动；电传动除用于大吨位汽车外，其他工程机械较少采用。

2. 计算传动系的总传动比

传动系的总传动比是指发动机的额定转速与驱动轮转速的比值，参见 4.1.3 节。

3. 拟定传动系方案

拟定传动系的方案包括拟定并选择最佳传动原理方案；合理选择传动系的主要零部件

和传动机构，并合理地确定它们之间的相对位置、相关尺寸和连接方式。

实现机械所需的运动或动作，可以有多种不同的传动方案。同一传动方案中的同一功能，又有多种载体可以选择。不同的传动方案和不同类型的机构及零部件，其工作原理、零部件的数量、类型、性能、连接方式、制造和维修的工艺性、经济性和系统的机械效率等，都不尽相同。因此，应拟定多种传动方案，经反复比较后，从中选择结构简单、经济性好、零部件数量少、制造维修工艺性好、机械效率高、标准化和通用化程度高的最佳方案。

传动系布置的实质是确定传动系中各零部件的相互位置、相关尺寸和连接方式。工程机械种类繁多，其传动系的结构和复杂程度都各不相同。即使同一传动方案，也可以因传动机构和零部件的布置形式不同，使传动系的工作性能，零部件的尺寸、形状、加工工艺性和连接方式，甚至机械效率及整机性能等都有差异。因此，为保证整机和传动系具有优良的技术性能、经济性能、工艺性能，进行传动系布置时，一般应遵循以下原则。

（1）为提高大功率或长期连续运转的工程机械的机械传动效率，应将消耗功率较大的传动机构布置在传动系的前部(即靠近发动机)、消耗功率较小的传动机构布置在传动系的后部。因前方传动链短、扭矩较小，功率损失相对较少，同时可以减小传动件的尺寸；蜗杆传动应布置在传动系的高速段，以使蜗杆齿面有较高的相对滑动速度，有利于形成液体动力润滑油膜，提高其传动效率。

（2）为简化结构、减小传动件尺寸，使传动系结构紧凑，并简化传动件的加工工艺，在满足传动要求的前提下，应尽可能减少传动轴和传动副(尤其是锥齿轮传动)的数量；将传动能力小或摩擦传动的机构布置在传动系的前方；将大多数传动副和制造精度高的高速级传动副布置在传动系的前部，即传动副“前多后少”；将制造精度低的低速级传动副布置在传动系的末端，以减小振动和噪声；将变速传动机构布置在传动系前部，将改变运动型式的机构布置在传动系的末端与工作装置相连接，以使前面的大部分传动件为旋转运动。

（3）为使机器运转平稳，减少振动和噪声，应将具有减振作用或柔性传动的机构及运动平稳性较好(如直齿斜齿轮)、动载荷小的传动件布置在传动系的前部；而将冲击振动较大的机构(如链传动)布置在传动系的后部。若高速段必须采用链传动，则应采用齿形链。

（4）为保证机器停止工作时液压系统仍能正常工作，油泵传动链应布置在主离合器之前。

符合上述原则的传动系的布置方案可能有多种，应综合考虑机器总体布局的要求和各种传动系布置方案的综合性能，以及方案实现的可能性和先进性等，确定最终的传动系的布置方案。机械式或液力机械式传动的轮式工程机械传动泵的布置形式一般为发动机→主离合器(或液力变矩器、液力耦合器)→分动器→万向传动轴→驱动桥(主传动→差速器→轮边减速器)→驱动轮。

4.2 主离合器设计

4.2.1 主离合器的设计要求和选型

主离合器的设计应满足以下要求。

（1）任何工况下都能可靠地传递发动机的最大转矩，并且传递转矩的能力应有适当的储备，以保证离合器工作可靠并有足够的使用寿命。

(2) 接合时平顺、柔和，以便机器平稳起动，减少传动系的冲击。

(3) 分离时切断动力应迅速、彻底。

(4) 从动部分转动惯量小，以缩短变速器换挡时间，减小换挡时的齿轮冲击。

(5) 有较好的吸收振动、缓和冲击和减小噪声的能力，并能避免传动系的扭转共振。

(6) 具有足够的吸热能力和良好的散热条件，以保证工作温度不致过高。

(7) 摩擦件能耐高温、耐磨损，工作性能稳定，磨损后便于调整间隙及更换。

(8) 操纵轻便、灵活、安全可靠。

(9) 结构简单，体积小、质量轻，且制造、维修方便。

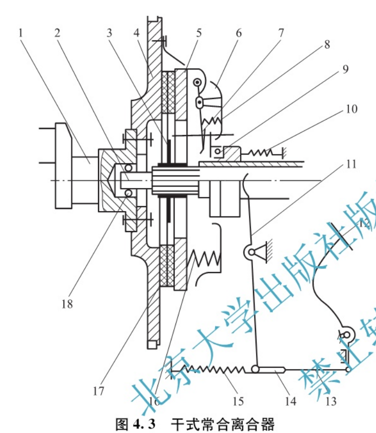


图 4.3　干式常合离合器

1—曲轴；2—从动轴；3—从动盘；4—飞轮；5—压盘；6—离合器盖；7—分离杠杆；8—弹簧；9—分离轴承；10、15—回位弹簧；11—分离叉；12—踏板；13— 拉杆；14—拉杆调节叉；16—压紧弹簧；17—从动盘摩擦片；18—轴承

主离合器的选型主要依据工程机械的类型、功率大小、使用条件、作业要求，并兼顾主离合器的通用化和系列化。一般当传递功率不大，主离合器不需经常离合，或要求发动机不停机情况下较长时间停车，或操作者必要时需离开操纵台，特别是要求倒车操作方便等，这类工程机械宜选用干式杠杆压紧式主离合器。但若主离合器离合较频繁，则宜选用湿式杠杆压紧式主离合器。当工程机械的功率大，工作条件恶劣，主离合器接合较频繁时，宜选用湿式杠杆压紧式主离合器，以减小摩擦片的磨损和分离时的操纵力。各种履带式工程机械常选用湿式杠杆压紧式主离合器，如履带式推土机和大起重量的叉车等。功率不大，并且主离合器不经常离合的轮式工程机械宜选用弹簧压紧的干式主离合器(图 4.3)，以便机器正常工作时不需操纵，主离合器便处于接合状态。

4.2.2　主离合器接合过程及滑磨功与热容量计算

1. 主离合器的接合过程

主离合器的接合过程是指在压紧力作用下，角速度不同的主动盘、从动盘从开始接触，到两者等速运转的全过程。在接合过程中，压紧力从零逐渐增大到额定值，使接触面间相对滑磨，滑磨产生的热量使离合器温度升高、摩擦系数降低、磨损加大，甚至使摩擦衬面因过热而损裂，最终引起主离合器性能变坏。其接合过程分为两个阶段，如图 4.4 所示。

第一阶段：从摩擦副开始接触(摩擦力矩为零)至摩擦力矩逐渐增大到等于从动轴上的

外阻力矩为止。该阶段的时间为 t_1，如图 4.4(b)所示的 $O\sim t_1$ 段。这一阶段中，由于主离合器的摩擦力矩小于或等于其外阻力矩，从动件无法加速，故其角速度仍然为零。而主动件则因受到从动件的阻力作用，转速有所下降。

第二阶段：从从动件开始转动到与主动件角速度相等。该阶段的时间为 t_2，如图 4.4(b)所示的 $t_1\sim t_2$ 段。这一阶段中，随着压紧力继续增大，摩擦力矩逐渐大于外阻力矩，使从动件获得角加速度，其速度从零逐渐增大。主动件则因所受的阻力矩不断增大，转速继续下降，两者速度不断接近，直至相等。

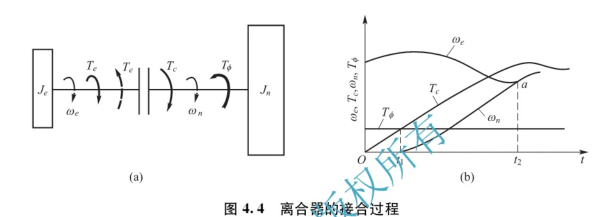


图 4.4　离合器的接合过程

2. 接合过程中的滑磨功计算

滑磨功是指主离合器接合过程中，主从动片接触面间相对滑动所消耗的能量。该能量源于发动机发出的机械能，最终转变成热能，使离合器温度升高。

滑磨功的计算分两个阶段，总滑磨功为两阶段滑磨功之和。

第一阶段的滑磨功

$$L_1=\int_0^{t_1} T_e\omega_e \mathrm{d}t \tag{4-5}$$

第二阶段的滑磨功

$$\begin{aligned}L_2&=\int_{t_1}^{t_2} T_e(\omega_e-\omega_n)\mathrm{d}t=\int_{t_1}^{t_2}\left(T_\psi+J_n\frac{\mathrm{d}\omega_n}{\mathrm{d}t}\right)(\omega_e-\omega_n)\mathrm{d}t\\&=\int_{t_1}^{t_2} T_\psi(\omega_e-\omega_n)\mathrm{d}t+J_n\int_0^{\omega_{na}}(\omega_e-\omega_n)\mathrm{d}\omega_n\end{aligned} \tag{4-6}$$

式中，T_e、T_ψ 分别为离合器的摩擦力矩和离合器从动轴上的阻力矩；ω_e、ω_n 分别为发动机的角速度和离合器的从动轴角速度。

影响滑磨功的因素很多，通常从动件的外阻力矩越大，发动机的转速越高，换算到主离合器从动轴上的转动惯量越大，接合过程的时间越长，滑磨功也越大。根据滑磨功可以算出主离合器的温升，设计主离合器时应将其温升控制在允许值内。

4.2.3　摩擦面上压紧力的分布

轴向压紧力是离合器产生摩擦力矩的主要因素。摩擦副工作面上压紧力的分布规律与其材料的配对有关。根据材料的配对情况通常有：①压紧力均匀分布；②各微元面积上的压紧力大小与其到盘中心距离成反比两种不同的分布规律，并且由这两种分布规律形成了主离合器设计的两种理论。

压紧力均匀分布时，各微元面积上的比压 q 为一常量，总压紧力 Q_1 为

$$Q_1 = \pi(R_2^2 - R_1^2)qK_0 \tag{4-7}$$

式中，R_1、R_2 分别为摩擦片的有效工作内半径和外半径；K_0 为考虑到离合器压紧时，离合器片键齿处的摩擦阻力引起各摩擦片轴向压紧力递减的折减系数，也称压紧力损失系数，可以参考表 4－1 选取。

压紧力的大小与其到盘的中心距离成反比分布时，任一微元面积上比压 $q(R)$ 与其线速度或位置半径的乘积相等，总压紧力 Q_2 可以由积分求得

$$Q_2 = 2\pi K_0 \int_{R_1}^{R_2} q(R) R \mathrm{d}R \tag{4-8}$$

由 $q_1R_1 = q_iR_i = \cdots = q_2R_2$ 可知，半径 R_1 处比压最大，$q(R_1) = [q]$，于是有 $q(R)R = [q]R_1$，代入式(4－7)得

$$Q_2 = 2\pi K_0 \int_{R_1}^{R_2} q(R) R \mathrm{d}R = 2\pi K_0 [q] R_1 (R_2 - R_1) \tag{4-9}$$

式中，$[q]$为摩擦片材料的许用比压。

表 4－1　压紧力损失系数 K_0

离合器类型	摩擦副数量					
	2	**4**	**6**	**8**	**10**	**20**
干式	0.92	0.86	0.79	0.74	0.69	0.50
湿式	0.99	0.98	0.97	0.96	0.95	0.91

4.2.4　主离合器主要参数的确定

主离合器的主要参数有摩擦力矩(包括其所需传递的转矩和所能传递的转矩)、储备系数、单位压紧力、摩擦副数量及摩擦副工作面内、外半径和内、外半径比等。

1. 主离合器正常工作时所需传递的转矩 T

为了保证传动系正常、可靠地工作，主离合器的摩擦力矩必须与所传递的发动机的额定转矩 T_e 相适应。因主离合器接合过程中滑磨、发热，引起摩擦片磨损和表面沾污(干式)，使摩擦系数降低，加之压紧弹簧少量永久性变形使压紧力减小等，导致主离合器实际传递的转矩逐渐减小。为保证主离合器在使用寿命期间内，都能可靠地传递发动机的额定转矩或最大转矩，主离合器应有适当的转矩储备量。

$$T = \beta T_e \tag{4-10}$$

式中，β 为主离合器的储备系数，是主离合器传递转矩能力的储备量。

2. 主离合器的摩擦力矩 T_f

主离合器的摩擦力矩 T_f，即主离合器所能传递的转矩，主要取决于其结构参数和摩擦副的材料性能，并且必须与需传递的转矩相适应：$T_f = T = \beta T_e$，可以由式(4－11)计算

比压均匀分布时

$$T_{f_1} = \int_{R_1}^{R_2} 2\pi f q z K_0 R^2 \mathrm{d}R = \frac{2}{3}\pi f q z K_0 (R_2^3 - R_1^3) \tag{4-11}$$

比压与微元面积位置半径成反比分布时

$$T_{f_2} = 2\pi fzK_0\int_{R_1}^{R_2} q(R)R^2\mathrm{d}R = 2\pi fzK_0\int_{R_1}^{R_2}[q]R_1R\mathrm{d}R = \pi fzK_0[q]R_1(R_2^2 - R_1^2) \tag{4-12}$$

一般地，干式主离合器的压紧力接近均匀分布，通常用式(4-11)计算摩擦力矩；湿式主离合器的压紧力接近线性分布，通常用式(4-12)计算摩擦力矩。

将由式(4-7)、式(4-8)导出的 q、$[q]$表达式分别代入式(4-11)、式(4-12)可以得

$$T_{f_1} = fzK_0Q_1\frac{2(R_2^3 - R_1^3)}{3(R_2^2 - R_1^2)} \tag{4-13}$$

$$T_{f_2} = fzK_0Q_2\frac{R_1 + R_2}{2} \tag{4-14}$$

设

$$R_{d_1} = \frac{2(R_2^3 - R_1^3)}{3(R_2^2 - R_1^2)} \tag{4-15}$$

$$R_{d_2} = \frac{R_1 + R_2}{2} \tag{4-16}$$

则式(4-13)、式(4-14)可以表示为通式

$$T_f = QR_d fzK_0 \tag{4-17}$$

于是主离合器的摩擦力矩可以等效为将总压紧力 Q 当作作用于摩擦副上到其中心距离等于 R_d 的某点的一个集中力对其中心的摩擦力矩。其中，R_d 称为等效半径。

石棉衬面的干式离合器 $C=R_1/R_2=0.5\sim0.7$ 时，钢对钢或粉末冶金衬面的湿式离合器 $C=0.75\sim0.85$ 时，干湿两种离合器的等效半径比值为 1.037～1.006；当 $C\geq0.6$ 时，R_{d1} 和 R_{d2} 的值非常接近，故在轴向压紧力相等时，干式、湿式主离合器的摩擦力矩都可以取等效半径 $R_d=(R_1+R_2)/2$，直接用式(4-14)计算摩擦力矩，结果相差很小。

3. 储备系数 β 值的选取

储备系数 β 对离合器工作的可靠性和寿命及接合的平稳性和传动系的动载荷大小都有重大意义。β 值越大，主离合器传递转矩能力越大，使用寿命也越长，并可以减少机器起步、加速和离合器接合过程的滑磨时间。但相应地主离合器的体积和从动部分的转动惯量、所需的压紧力、操纵力也越大，并且可能失去对传动系的过载保护能力；若 β 值小，可以减小主离合器的体积和从动部分的转动惯量，但会使主离合器在较短的时间内失去所需的传递转矩的能力。因此，β 值的选择应适当。确定 β 值时，应综合考虑作业机械的作业条件、工况和载荷特性、所配备的发动机的类型和输出特性、所选主离合器的类型及使用寿命等因素。β 值的选取可以参考表 4-2。

表 4-2　离合器储备系数 β

离合器名称	机械传动		液力机械传动	
	干式	湿式	在变矩器前	在变矩器后
主离合器	2.5～3.5	2.0～2.5	2.0～3.0	1.1～2.0
换挡离合器	2.0～3.0	2.0～2.5	—	1.1～2.0
转向离合器	1.5～2.5	1.1～1.5	—	1.1～1.5

4. 摩擦副工作表面比压

摩擦副工作表面比压大，有利于减小摩擦片的数量和外径，但会加剧磨损和发热。确定工作表面比压应综合考虑摩擦副的材料和工作表面有无润滑、离合是否频繁、摩擦片的外径大小及发动机的储备能力等因素。主离合器离合不频繁、摩擦片的外径小、发动机的储备能力较大、工作表面有润滑时，比压应取大些；反之，比压应取小些。工作表面的比压 q 应满足 $q \leqslant [q]$，并使摩擦片单位面积所传递的转矩小于许用转矩$[T]$（0.2～1N·m/cm^3）。

5. 摩擦副的数量

摩擦副的数量多，有利于减小摩擦片的外径和工作表面磨损不均匀度及温度梯度，但片数多会使轴向结构复杂。对于干式主离合器，当摩擦副数量多时，散热变差。因此干式主离合器的摩擦副的数量一般为 $z=2\sim6$，大多数取 $z=2\sim4$；湿式主离合器摩擦副的数量可以多些，但一般不应大于 16。

6. 摩擦副的有效内、外径及其比值 C

摩擦副的有效内径 d 主要取决于主离合器输出轴及其相关零部件的结构设计。有效外径 D 则取决于 $C(C=d/D)$值和工作表面的最高圆周速度。d 值初步确定以后，C 值越大，D 值越小，有利于减小圆周速度，但会使摩擦副数量增加；C 值越小，则 D 值越大，有利于减少摩擦副数量，但圆周速度高，会加大摩擦片的径向温升梯度和磨损不均匀度。圆周速度过大，不仅加剧磨损和发热，而且会因离心力过大影响摩擦衬的内部结构。一般应将最高圆周速度限制在 65～70m/s 内，有的则应限制在 35～40m/s 内。一般 $C=0.53\sim0.7$，干式主离合器为减少摩擦副数量，C 值可以取小些，湿式主离合器的 C 值可以取大些。所选的摩擦片尺寸在满足最高圆周速度要求的同时应符合相关的系列标准。

4.2.5 主离合器主要零部件设计要点

主离合器的主要零部件有带衬摩擦盘、压盘、中间压盘和支承盘、扭转减振器。

1. 带衬摩擦盘

带衬摩擦盘由基底钢盘和摩擦衬面组成，基底钢盘材料通常选用 40 钢、45 钢和 65Mn 钢。为使离合器接合平稳和压紧力分布均匀，常将单片离合器的基底钢盘做成具有轴向弹性的波形弹簧式，其压缩行程为 0.3～1.1mm。有的为防止受热变形，常在盘边加工出几条均布的径向切口。摩擦衬的材料必须有较大的、稳定的摩擦系数，有较高的耐磨性，耐高温，传热性好，有足够的机械强度，摩擦性能受油、水的影响较小，不易使摩擦副胶合等。干式离合器的摩擦衬通常选用石棉制品和铁基烧结金属，石棉衬可以用粘结和铆结两种方法与基底钢盘固定在一起。湿式离合器的摩擦衬通常选用铜基烧结金属，粉末冶金衬只能用粘结法固定。目前国外有用纸质和由松木与橡胶压合而成的新型材料。

2. 压盘、中间压盘和支承盘

压盘、中间压盘和支承盘这三盘与摩擦盘接合组成摩擦副，因此都必须有足够高的强度、刚度，有较高的摩擦系数和较好的耐磨性及足够的质量和导热性，以保证足够的热容量、减少温升。大多数离合器的三盘都采用优质灰铸铁，也有用合金铸铁或 45 钢和 40Cr 等材料。

3. 扭转减振器

扭转减振器可以有效地降低传动系的共振载荷(转矩)与噪声，主要由弹性元件和阻尼元件组成。线性弹性元件一般用圆柱螺旋弹簧，这类扭转减振器主要用于汽油机驱动的作业机械。减振器的极限转矩 T_j(减振器限止销起作用时的转矩)，一般为(1.2～1.4)T_{emax}；阻尼摩擦力矩 T_μ=(0.06～0.17)T_{emax}；预紧力矩 T_n=(0.05～0.15)T_{emax}；极限转角 β_j(转矩从零加到极限转矩时，减振器的相对转角)一般为2.5°～4.5°，或更大些(有些 β_j=11°)。两级非线性扭转减振器是在该减振器中另外设置一组刚度很小的弹簧，使其在发动机怠速时，缓和由发动机瞬时转速波动引起的变速器常啮合齿间的敲击，该级减振弹簧为第一级，称怠速级，第二级减振弹簧刚度较大。两级扭转减振器用于柴油机驱动的作业机械。柴油机驱动的车辆中广泛采用有怠速级的两级或三级非线性扭转减振器。

4.3 液力变矩器的选择

4.3.1 液力变矩器的结构和工作原理

1. 液力变矩器的结构

液力变矩器是以液体为工作介质并通过工作液体动量矩的变化来传递扭矩的传动装置。这种传动装置能满足自行式工程机械牵引特性的要求，因此，在起重运输与工程机械上广泛应用。

最简单的液力变矩器是三元件液力变矩器，由3个具有叶片的工作轮组成，即泵轮B、涡轮T和导轮D(图4.5)。泵轮轴和涡轮轴均由轴承支承在壳体上，泵轮与发动机曲轴共同转动，涡轮与变速器输入轴一起转动；导轮则固定在壳体上，不转动。3个工作轮都密闭在由壳体形成的并充满油液的空间中。各工作轮都带有弯曲成一定形状的叶片，以利于油液的流动。工作轮的内、外侧两个环形曲面，分别称为内环和外环。工作轮叶片均匀布置在内、外环中间。泵轮、涡轮和导轮的内外环及其叶栅构成相互衔接的封闭空间，形成了工作液体的环流通道(工作腔)。环流通道的轴向截面称为工作腔轴面图。工作腔内充满了具有一定压力的工作液体，工作液体就在环流通道内作循环流动。工作腔内工作液体过流部分的最大直径称为工作腔的有效直径 D，它是液力变矩器的一个特征尺寸。

2. 液力变矩器的工作原理

发动机通过输入轴带动泵轮B旋转，泵轮流道中的工作液体在叶片的作用下，一方面以牵连速度 U 随叶片作圆周运动，另一方面又以相对速度 W 沿叶片间流道流动，最后以绝对速度 V 从叶片出口离开泵轮(图4.5所示箭头方向流动)，从而使工作液体的速度和压力增大。即泵轮B把发动机传来的机械能转变成工作液体的动能和压能。从泵轮B流出的高速液流进入涡轮T叶片间的流道，推动涡轮T旋转。同样，液流在涡轮叶片间的运动为与涡轮一起旋转的牵连运动和在涡轮叶片流道内的相对运动。由于液流与叶片的作用，一部分液能转变为机械能，使涡轮获得来自液流作用的转矩，带动负载转动。由涡轮T流出的液流进入导轮D，由于导轮固定，因此导轮中没有液能与机械能的转换，但液流流过

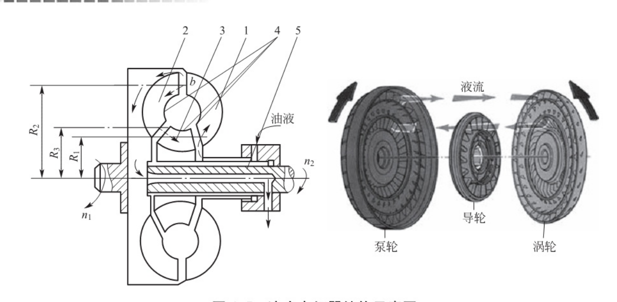


图 4.5 液力变矩器结构示意图

1—泵轮 B；2—涡轮 T；3—导轮 D；4—工作轮内环；5—涡轮槽

导轮叶片时，由于受到叶片的作用，液流速度、方向发生变化。液流从导轮流出后，再流入泵轮，从而构成液力变矩器内的封闭循环，不断地实现能量的转换和传递。

根据流体的力矩方程，可以写出液力变矩器工作轮对液流的力矩。

泵轮力矩

$$M_B=\rho Q(v_{2uB}R_{2B}-v_{1uB}R_{1B}) \tag{4-18}$$

涡轮力矩

$$M_T=\rho Q(v_{2uT}R_{2T}-v_{1uT}R_{1T}) \tag{4-19}$$

导轮力矩

$$M_D=\rho Q(v_{2uD}R_{2D}-v_{1uD}R_{1D}) \tag{4-20}$$

式中，Q 为循环圆流量(m^3/s)；R_1、R_2 为叶轮进、出口半径(m)；v_{1u}、v_{2u} 为叶轮进、出口处液流绝对速度的圆周分速度(m/s)。

在一个工作轮的出口边缘和下一个工作轮进口边缘的空间中，因为没有叶片对液体的作用，而摩擦力引起的外力矩又可以忽略不计，所以液流不受外力矩作用。例如，对于泵轮出口和涡轮入口间的液流，有

$$M=\rho Q(v_{1uT}R_{1T}-v_{2uB}R_{2B})=0$$

即

$$v_{1uT}R_{1T}=v_{2uB}R_{2B} \tag{4-21}$$

同理得

$$v_{2uT}R_{2T}=v_{1uD}R_{1D} \tag{4-22}$$

$$v_{2uD}R_{2D}=v_{1uB}R_{1B} \tag{4-23}$$

将式(4-18)、式(4-19)和式(4-20)相加，整理可得

$$M_B+M_T+M_D=0$$

即

$$-M_T=M_B+M_D \tag{4-24}$$

$-M_T$ 表示液流对涡轮的作用力矩，表明发动机的输出力矩经液力变矩器传递后，能在涡轮轴上得到改变，其差值就是导轮力矩 M_D。

4.3.2 液力变矩器的特性

1. 常用计算公式

根据水力学的基本理论，即伯努利方程式、欧拉方程式和工程中常用的相似理论，可

以写出液力变矩器的计算方程式

$$M_B=\lambda_B \gamma n_B^2 D^5 \quad (4-25)$$

式中，M_B 为发动机作用于泵轮的力矩(N·m)；γ 为工作液体重度(N/m^3)；n_B 为泵轮转速(r/min)；D 为变矩器的有效直径，即循环圆内工作液体液流的最大直径(m)；λ_B 为泵轮力矩系数 $[m^{-1}\cdot(r/min)^{-2}]$。

对于几何相似的液力变矩器，在液流等倾角工况下，λ_B=常数。而在不同工况下，即涡轮转速变化的情况下，λ_B 之值不等，即 λ_1 为传动比的函数，$\lambda_B=f(i)$。λ_B 之值由试验确定。

除式(4-25)外，还经常应用

变矩器转速比(也称传动比)

$$i=\frac{n_T}{n_B} \quad (4-26)$$

变矩系数

$$K=\frac{M_T}{M_B}=\frac{M_2}{M_1} \quad (4-27)$$

变矩器效率

$$\eta=\frac{M_T n_T}{M_B n_B}=\frac{M_2 n_2}{M_1 n_1}=Ki \quad (4-28)$$

很多书都习惯用1表示泵轮，2表示涡轮，3表示导轮，故通常用足标1、2和3分别表示属于泵轮、涡轮和导轮的参数。

对于任何一种传动来说，力矩变化范围、转速变化范围、效率、力矩都是重要的评价指标，液力变矩器也是这样。

2. 特性曲线

液力变矩器根据涡轮轴上的载荷的大小自动、无级地进行调速、变矩。液力变矩器各种性能参数的变化规律，称液力变矩器的特性，如用曲线表示，就称为液力变矩器的特性曲线。通常有静态特性和动态特性两种。静态特性通常又可分为外特性、原始特性、全特性、输入特性4种。

液体在变矩器工作轮中的运动及工作轮叶片与液流间的相互作用力及能量交换是一个极其复杂的过程。用简化的水动力学理论来计算液力变矩器特性只能是定性的，与试验结果必然会有一定出入。因此，变矩器的特性曲线通常在试验台上测得。

工作液体的黏度影响液力摩擦损失，油温又影响油的黏度，因此油的牌号和油温对变矩器特性有一定的影响。为了防止变矩器内部出现气蚀，应有一定的补偿油压。因此在台架试验测定液力变矩器特性时，一般规定一定条件，如做如下规定。

(1) 采用规定的工作油，通常用20号透平油。

(2) 规定出口油温 t_2，一般 $t_2=(90\pm2)$℃。

(3) 规定进口油压 p_1，一般 $p_1=(0.4+0.05)$MPa。

(4) 工况稳定后再进行读数。

试验应按规范进行，分别作如下试验。

(1) 在 M_B=常数的情况下(一般使 $M_B=90\%M_e$，M_e 为发动机额定功率时的转矩)，调节加减测功器的负荷 M_T，每一工况下测量 M_T、n_B、n_T。

(2) 在 n_B=常数的情况下(一般使 $n_B=95\%n_e$，n_e 为发动机额定转速)，加减负载，在每一工况下测定 M_B、M_T、n_T。国外一般使用 n_B 在1000r/min时，得到相应参数。

此外，在台架上还进行辅助特性试验(即在 $i=0$ 时把涡轮轴固定，使 $n_T=0$)，测定 M_B、M_T 和 n_B，从而算出失速工况下的变矩系数 $K_0=f(n_B)$的函数关系。此特性是在涡轮

失速时($n_T=0$)，调节泵轮轴转速 n_B 从发动机怠速到发动机最大转速范围之内测得的。

液力变矩器的特性曲线通常有以下几种。

1）液力变矩器的外特性

如果维持泵轮转速 n_B 不变，则泵轮和涡轮力矩只与涡轮转速 n_T 和流量 Q 有关，而流量 Q 又是涡轮转速 n_T 的函数，泵轮力矩 M_B 和涡轮力矩 M_T 都只是 n_T 的函数。进一步推导可知，效率 η 也是涡轮转速 n_T 的函数。

液力变矩器的外特性即指变矩器各性能参数与涡轮转速 n_T 之间的函数关系，$M_B=M_B(n_T)$，$-M_T=M_T(n_T)$和 $\eta=\eta(n_T)$。变矩器外特性一般是利用试验方法测得的。由于液体流动的复杂性，理论计算的外特性与实行测得的外特性有较大的差别。

变矩器的外特性是在泵轮转速、工作油品种和油温不变的条件下得到的。如果变矩器为循环圆形式、叶轮布置不同，其外特性也不同。图 4.6 所示为常用的一种液力变矩器(单级单相三元件)的外特性曲线。

图 4.6 中 M_B 与 $-M_T$ 两曲线的交点，称为变矩器的耦合器工况点。由图可知，涡轮力矩 $-M_T$ 随 n_T 的增大而减小，当 $-M_T=0$ 时，n_T 达到最大值，即涡轮空转的最大转速。当效率曲线达到最大值时，变矩器内液力损失最小，液流进入叶轮时不存在偏离角，无液力冲击，这种工况即为设计工况或计算工况。实际使用过程中，泵轮转速 n_B 可取不同数值。同一变矩器在工作油品种和油温一定的情况下，以不同的泵轮转速作出的一组变矩器外特性称为变矩器的通用特性。

2）液力变矩器的原始特性

液力变矩器的外特性曲线只是针对某一直径、某种型号的液力变矩器，而无普遍的实用性。为了便于工程上实际应用，需采用无因次特性参数表示的特性参数曲线，这就是液力变矩器的原始特性曲线。有了原始特性曲线，根据相似原理，来绘制力学相似的液力变矩器在不同使用条件下(不同的有效直径 D 和不同的泵轮转速 n_B)的外特性曲线。

液力变矩器的原始特性曲线(图 4.7)也是在液力变矩器的形式和有效直径 D 一定的情况下，泵轮力矩系数 λ_B、变矩器系数 K 和效率 η 随转速比 i 的变化规律。液力变矩器的转速比为涡轮转速 n_T 与泵轮转速 n_B 之比。

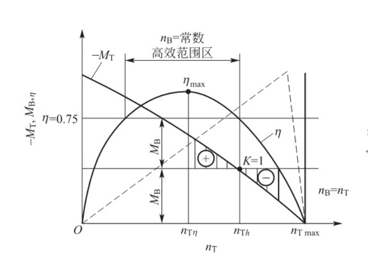


图 4.6　液力变矩器的外特性曲线

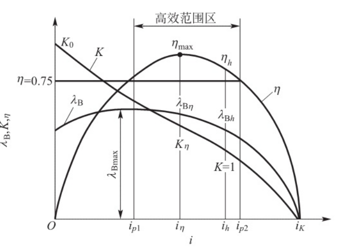


图 4.7　液力变矩器的原始特性曲线

液力变矩器的原始特性能够确切地表达一系列几何相似、运动相似和动力相似，即力学相似的液力变矩器的基本性能。进行匹配计算时，采用变矩器的原始特性进行计算。

3）液力变矩器的全特性

上述的液力变矩器的外特性和原始特性，都是液力变矩器在正常工况(也称牵引工况)下获得的。在牵引工况下工作的特点是涡轮的输出力矩$-M_T$始终是正值，牵引工况能量是由泵轮传至涡轮的。

在使用中，牵引工况并不是液力变矩器的唯一工作状况，例如，在运输车辆或工程机械中，可能出现涡轮的旋转方向与泵轮相反的反转工况，此时转速比i为负值；也可能出现涡轮力矩$-M_T$改变方向，$-M_T$变为负值的反传工况。包括液力变矩器全部可能工况，即牵引工况、反转工况和反传工况时的外特性曲线和原始特性曲线称作液力变矩器的全特性曲线。

在平面图上，液力变矩器的全特性曲线需要用3个象限(即Ⅰ、Ⅱ和Ⅳ象限)来表示，如图4.8所示，图中示出了4种不同工况下液力变矩器的全特性曲线。

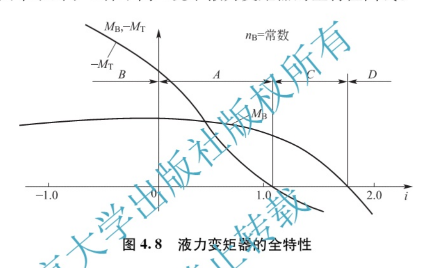


图4.8 液力变矩器的全特性

(1) 牵引工况特性。牵引工况是指发动机带动工作机以相同的方向旋转，功率从发动机通过液力变矩器传给工作机。由于此区间$-M_T$、M_B和i均为正值，所以特性曲线位于第Ⅰ象限内，如图4.8所示的A区间。说明发动机带动液力变矩器泵轮旋转，使工作液体的动能增加，而经过涡轮后液体能量减少，把能量传给了涡轮并带动外负载转动。

(2) 反转工况。在此工况时，由于i为负值，力矩$-M_T$和M_B仍为正值，因此，反转工况的特性曲线位于第Ⅱ象限内，如图4.8所示的B区间。说明发动机及工作机都向变矩器输入功率。这种工况用于起重机下放重物时，而吊重物则为牵引工况。

(3) 超越工况。如图4.8所示的C区间。当$i>1$即$n_T>n_B$时，$M_B>0$，$-M_T<0$，说明发动机和工作机都向变矩器输入功率，没有功率输出，此时所有的输入液力变矩器的功率全部转变为变矩器内工作液体的热量，使工作液体迅速升温。

(4) 反传工况。该区间中$M_B<0$，$-M_T<0$，$i>0$，特性曲线在第Ⅳ象限内，如图4.8所示的D区间。说明工作机向变矩器输入功率，而变矩器的泵轮向外输出功率给发动机，功率流动为工作机通过变矩器传给了发动机，与牵引工况的功率流流向相反。

在常用汽车型液力变矩器的特性中，$-M_T$是在点$i=1$前后转变符号的，当$i>1$、$n_T>n_B$时，$-M_T<0$，因此，在汽车中常把反传工况称作超越工况(涡轮转速超越了泵轮转速)。但有些变矩器的这两种工况并不一致，如机车用运转液力变矩器在$i>1.3$以上才出现反传工况。在反传工况，涡轮向变矩器输入能量，如$M_B>0$，则泵轮也输入能量，此时变矩器起制动作用，如$M_B<0$，则能量由涡轮传至泵轮。



在运输车辆和工程机械中，液力变矩器的反转工况发生在爬坡倒滑的情况下，此时驱动轮传来的力矩大于由泵轮在零速工况时传至涡轮的力矩，迫使涡轮反转，液力变矩器实际上起制动作用。

在运输车辆和工程机械中，液力变矩器的反传工况可能发生在下坡行驶和拖车起动发动机的情况下。涡轮转速超过泵轮转速，而且力矩由驱动轮传至涡轮，即涡轮变为主动部分，泵轮变为被动部分。发动机可能产生制动力矩阻止车辆下坡时的加速行驶。

必须指出，在发动机继续工作的情况下，不论是涡轮反转的反转工况或反传工况时的制动工况($-M_T<0$，$M_B>0$)，传至泵轮和涡轮的机械能都将消耗在液力变矩器的工作液体中转变为热能。在这种工况下，液力变矩器工作油的温升很快，不允许长久工作。

对于不同的液力变矩器，其全特性曲线形状是不同的，主要与工作轮的布置、叶片的形状及液力变矩器的形式有关。

各种液力变矩器的一个共同缺点是在反向传递功率时，效率较低。这是因为一来变矩器的叶片系统一般都是依据在牵引工况下获得良好性能的原则来进行设计的，而在反传工况下，叶片的工作性能很差。例如，在牵引工况下，液力变矩器的变矩比 $K=2\sim6$；而在反传工况下，变矩比 K 可能低于 1。所以，液力传动车辆用发动机进行制动和用拖车起动发动机时，要比机械传动车辆困难得多。

为了保证液力传动车辆能可靠地利用发动机制动或拖车起动发动机，可采用如下措施。

(1) 采用闭锁式的液力变矩器，当需要发动机制动或拖车起动发动机时，可将液力变矩器的泵轮和涡轮闭锁。闭锁机构可以采用液压操纵的片式离合器或单向离合器，如图 4.9(a)所示。

(2) 采用在内环中带有辅助径向叶片的液力变矩器。辅助叶片与内环形成一个液力耦合器，如图 4.9(b)所示。液力变矩器在牵引工况时，辅助叶片没有明显的影响，但在反传工况时，则可利用它显著增大由涡轮传至泵轮的力矩。

(3) 安装液力减速器作辅助制动装置，如图 4.9(c)所示。图中叶轮 1 是固定的，叶轮 2 与液力变矩器的涡轮轴相连，制动力矩大小的调节是由改变工作液体在液力减速器内的充注量来达到的。充液量的调节可用脚踏板来实现。

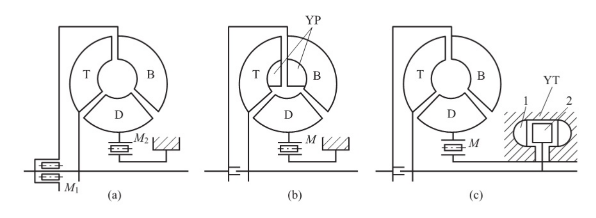


图 4.9　改善液力变矩器制动及起动发动机的几种方案

1、2—叶轮

(4) 液力变矩器的输入特性。输入特性是指液力变矩器在不同转速比 i 下，泵轮力矩 M_B 与泵轮转速 n_B 的变化规律。液力变矩器的输入特性曲线是一条通过坐标原点的抛物

线，也称负载抛物线(图 4.10)。

对于可透穿的液力变矩器，由于泵轮力矩系数 λ_B 随工况 i 的不同而变化，因此，每一个不同的转速比可得到一束过坐标原点的负载抛物线，抛物线束的宽度取决于 λ_B 的变化幅度(即透穿程度)。

对于不透穿的液力变矩器，对应不同的工况 i，λ_B 为一常数，故输入特性只有唯一的一条过原点的负载抛物线。

输入特性抛物线可供液力变矩器与发动机进行匹配时使用。

(5) 液力变矩器的动态特性。上述的液力变矩器的各种特性曲线都是在假定液力变矩器处于稳定工况的基础上获得的，一般称为静态特性。当液力变矩器在非稳定状态下(如车辆加速、制动、振动、冲击)工作时，其性能将与静态特性有显著的差别。在非稳定工况下获得的特性称为动态特性。液力变矩器的动态特性是指泵轮和涡轮轴上的动态力矩，泵轮和涡轮的转速比与时间的关系曲线。

3. 特性评价

液力变矩器的主要特性有变矩性能、自动适应性能、经济性能、负载特性、透穿性能和能容性能。液力变矩器的这些性能完全可以由它的外特性和原始特性来表示，并且用外特性和原始特性曲线上的有关参数进行评价。

通常在变矩器特性曲线上取 3 个工况的特性作为变矩器的评价特性(参阅图 4.7)。

(1) 起动工况，即 $i=0$ 时。

(2) 最高效率工况，取 i_η 表示在最高效率 η_{max} 时的传动比。

(3) 耦合器工况，取 i_h 表示耦合器工况下的传动比，即 $i=i_h$ 时，i_h 系指变矩系数 $K=1$时的传动比。

此外，还要考虑一个工作变矩系数 K_r 的概念。工程机械主要运转工况所允许的最低效率值时的变矩系数，叫作工作变矩系数。工程机械通常取最低允许效率值 $\eta_1=75\%$，汽车通常取 $\eta_1=80\%$。

(1) 变矩性能。变矩性能是指液力变矩器在一定范围内，按一定规律无级地改变由泵轮轴传至涡轮轴的力矩值的能力。变矩性能主要由无因次的变矩系数特性曲线 $K=K(i)$来表示。

作为评价液力变矩器变矩性能好坏的指标有如下两种工况：①$i=0$ 时的变矩系数值 K_0，通常称为零速变矩系数；②在变矩系数 $K=1$ 时的转速比 i 值，以 i_h 表示，通常称作耦合器工况点的转速比，它表示液力变矩器增矩的工况范围。

一般认为 K_0 值、i_h 值大者，液力变矩器的变矩性能好，但实际上不可能两个参数同时都高，一般 K_0 值高的液力变矩器 i_h 值小。因此，在比较两个液力变矩器的变矩性能时，应该在 K_0 值大致相同的情况下比较 i_h 值，或者在 i_h 值近似相等的情况下来比较 K_0 值。

提高变矩器的变矩性能 $K=K(i)$要受到变矩器的透穿性和效率变化的限制。提高变矩系数 K 的具体措施如下。

① 增加涡轮叶片的弯曲程度，但这要受到制造工艺的限制，同时会使效率下降。

② 采用多级涡轮。

③ 使导轮反转。



④ 使叶片角度可调节。

(2) 自动适应性能。自动适应性能是指液力变矩器在发动机工况不变或变化很小的情况下，随着外部阻力的变化，在一定范围内，自动地改变涡轮轴上的力矩 $-M_T$ 和转速 n_T，并处于稳定工作状态的能力。液力变矩器由于变矩性能均可获得单值下降的 $-M_T=M_T(n_T)$ 曲线，因而具有自动适应性能。自动适应性能是液力变矩器最重要的性能之一。因此利用液力变矩器的这一性能，就可以制造自动液力机械变速器。

(3) 经济性能。经济性能是指液力变矩器在传递能量过程中的效率，可以用无因次效率特性 $\eta=\eta(i)$ 来表示。

一般评价液力变矩器经济性能有两个指标，最高效率工况 $i=i_\eta$ 时的最高效率值 η_{max} 和高效率区范围的相对宽度 G_η。后者一般用液力变矩器效率不低于某一数值(对工程机械取 $\eta=75\%$，对汽车取 $\eta=80\%$)时所对应的转速比 i 的比值 $G_\eta=i_{p2}/i_{p1}$ 来表示，其中 i_{p2}、i_{p1} 为效率高于某一规定值的最大和最小转速比。提高 η_{max} 应尽量减少设计工况下可能出现的各种损失，合理的循环圆形状、叶片的角度和叶型、叶轮流道的表面粗糙度都会影响最高效率；扩大高效范围 G_η 的方法也较多，如采用综合式、闭锁式或双涡轮液力变矩器都可拓宽高效范围。通常认为，高效率范围 G_η 越宽，最高效率值越高，则液力变矩器的经济性能越好。但实际上，对各种液力变矩器来说，这两个要求往往是矛盾的。

必须指出，评价液力变矩器的经济性能时必须兼顾两个方面。单纯认为最高效率值高，经济性能就好，这种观点是片面的。在效率特性曲线 $\eta=\eta(i)$ 曲线上，单纯一个点的数值高，不能说明液力变矩器在整个工作过程中经济性能良好。对于运输车辆和工程机械来说，液力变矩器不可能只在一个点工作，而是在液力变矩器工况的某一定范围内工作，因此，高效率区的宽度对整个液力变矩器的经济性有着重要的影响。

(4) 负载特性。液力变矩器的负载特性是指它以一定的规律对发动机施加负载的性能。由于发动机与液力变矩器的泵轮相连，并驱动泵轮旋转。因此，液力变矩器施加于发动机的负载性能完全由泵轮的力矩变化特性决定。如图 4.10 所示，负载抛物线 $M_B=Cn_B^2$ 比较清楚地表明随着泵轮 n_B 的不同所能施加于发动机的负载。

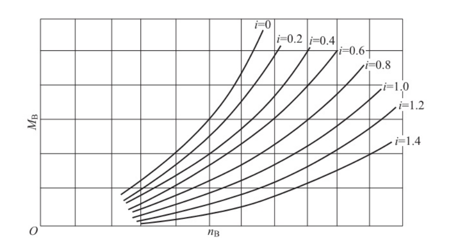


图 4.10　液力变矩器泵轮负载抛物线

在不同的工况 i 时力矩系数 λ_B 可能有不同的数值，则 C 值也不同，因而抛物线的形状也不同。对于液力变矩器来说，在全部工况下，可能存在着一组 $M_B=Cn_B^2$ 负载抛物线。液力变矩器的输入特性中一组负载抛物线的分布宽度和顺序与原始特性 $\lambda_B=\lambda_B(i)$ 有很密

切的关系，一般用透穿性来描述与评价。

(5) 透穿性能。液力变矩器的透穿性是指液力变矩器涡轮轴上的力矩和转速变化时泵轮轴上的力矩和转速相应变化的能力，其实质是外负载变化透穿变矩器对发动机的影响程度，即输出特性对输入特性的影响程度。

透穿特性用透穿系数 II 来度量，即

$$II=\frac{\lambda_{B0}}{\lambda_{Bh}} \tag{4-29}$$

式中，λ_{B0} 为起动工况(有的称失速工况)下的泵轮力矩系数；λ_{Bh} 为耦合器工况($K=1$)下的泵轮力矩系数；λ_{Bmax} 为泵轮力矩系数的最大值。

当涡轮轴上力矩变化时，泵轮负载抛物线不变，泵轮的力矩和转速均不变，称这种变矩器具有不可透穿性。当发动机与这种变矩器共同工作时，不管外界负载如何变化，当油门开度一定时，发动机将始终在同一工况下工作。

当涡轮轴上的力矩变化时，泵轮负载抛物线也变化，引起泵轮的力矩和转速变化，称这种变矩器具有透穿性。发动机与这种变矩器共同工作时，油门开度不变，而外界负载变化时，发动机工况也变化。

透穿的液力变矩器根据透穿的情况不同，可分为具有正透穿性的、负透穿性(或反透穿性)的和混合透穿性的液力变矩器。

液力变矩器是否透穿，是什么性质的透穿，可以由 $\lambda_B=\lambda_B(i)$ 的曲线形状来判断。

当 $\lambda_B=\lambda_B(i)$ 曲线随 i 增大而单值下降(图 4.11 中的曲线 1)时，负载抛物线由 $i=0$ 至 $i=1$，按顺时针作扇形散布，如图 4.12(b)所示；当涡轮负载增大，i 减小时，负载也增大，液力变矩器具有正透穿性($II>1$)。

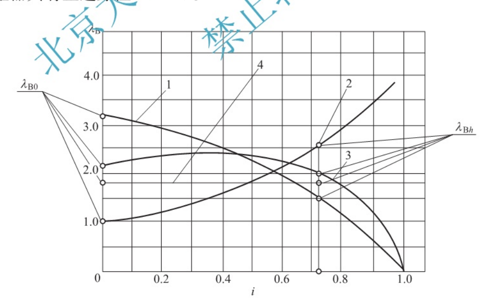


图 4.11 具有各种透穿性的液力变矩器

当 $\lambda_B=\lambda_B(i)$ 曲线随 i 增大而 λ_B 单值增大(图 4.11 中的曲线 2)时，负载抛物线由 $i=0$ 至 $i=1$ 按逆时针作扇形散布，如图 4.12(d)所示；当涡轮负载增大，i 减小时，泵轮上的负载减小，液力变矩器具有负(反)透穿性($II<1$)。

当 $\lambda_B=\lambda_B(i)$ 曲线随 i 增大，λ_B 先增大后减小(图 4.11 中的曲线 3)时，负载抛物线由 $i=0$ 至 $i=1$，先逆时针后顺时针展开，如图 4.12(c)所示，这种液力变矩器具有混合透穿

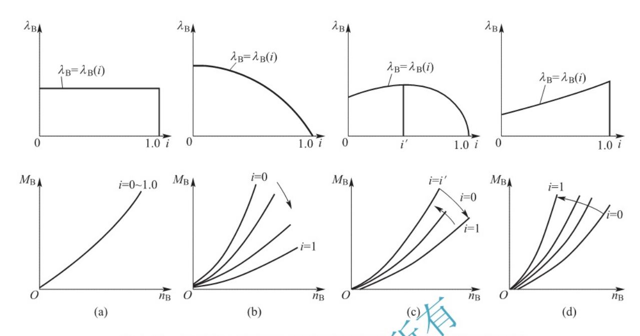


图 4.12　具有不同透穿性的液力变矩器的负载抛物线分布情况

性。其透穿系数用 $II=\dfrac{\lambda_{Bmax}}{\lambda_{Bh}}$ 表示。

当 $\lambda_B=\lambda_B(i)$ 曲线随 i 增大是一条平直线(图 4.11 中的曲线 4)时，负载抛物工况均为一条线。在实际上，可能是分布很窄的一组抛物线，如图 4.12(a)所示。这种变矩器为不透穿的($II=1$)。

车辆上所应用的液力变矩器具有正透穿、不透穿和混合透穿的特性。由于负透穿特性的液力变矩器使车辆的经济性和动力性变坏，因此在车辆上不采用。

(6) 能容性能。液力变矩器的能容性能是指在不同工况下液力变矩器由泵轮轴所能吸收功率的能力。对于两个尺寸相同的液力变矩器，能容量大的液力变矩器传递的功率大。液力变矩器的能容性能可以用功率系数 $\lambda_{BP}=\lambda_{BP}(i)$ 来评价。

由于功率系数 λ_{BP} 与力矩系数 λ_B 具有一定的比例关系。因此，液力变矩器的能容可以用力矩系数 $\lambda_B=\lambda_B(i)$ 数值来评价。力矩系数越大，则液力变矩器的能容量也越大，在相同的尺寸、工作液体和泵轮转速下，能够传递更大的功率。应当指出，能容量作为液力变矩器的一个性能评价指标，其意义不及变矩性能和经济性能重要。

在液力变矩器的各种性能中，比较重要和有代表性的是液力变矩器的变矩性能、经济性能和透穿性能，通常称之为液力变矩器的三项基本性能。在全面评价液力变矩器的性能时，应用液力变矩器在几种典型工况下有关上述性能的指标作为根据。几种典型工况是零速工况、最高效率工况、高效区工况、耦合器工况和空载工况。这些工况下获得的具体评价参数如下(图 4.13)。

(1) 零速工况：$i=0$，$\eta=0$。在此工况下能够作为评价参数的是零速变矩系数 K_0 和力矩系数 λ_{B0}。不同机器对 K_0 的要求不同，如推土机为 $K_0=2.5\sim3.0$，装载机为 $K_0=3\sim3.5$，载重汽车为 $K_0=2.5\sim3.5$。

(2) 最高效率工况：$\eta=\eta_{max}$ 可作为评价指标的参数。此外，还包括转速比 i_η 值，以及此工况下的力矩系数 $\lambda_{B\eta}$。

(3) 高效区工况：限定在此区域内工作的效率值 η 高于 75%或 80%，相应此效率时，可以得到两个最大和最小的变矩系数 K 值和两个对应的转速 i 值。取作评价指标的参数是

高效区范围的最大变矩系数 K_i，以及高效范围最大和最小转速比 i_{p2} 与 i_{p1} 的比值 G_η。

高效范围也是评价液力变矩器经济性能的指标之一。G_η 值越大越好，对于工程机械和载重汽车，一般要求 G_η 应大于 2。

(4) 耦合器工况：$K=1$，$\eta=Ki=i$，一般取此时的转速比 $i=i_h$ 作为评价参数。另外，力矩系数值 λ_{Bh} 也是一个评价参数。

(5) 空载工况：即 $-M_T=0$，以 i_k 表示。为了避免不必要的燃料消耗，要求空载时的输入力矩 M_{BK} 尽量小些。为了限制车辆空载时的速度，一般要求 $i_k/i_\eta\leqslant1.5$。

在评价一个液力变矩器是否能够满足使用要求时，必须就上述指标作全面衡量。虽然上述参数的大小，在设计时可以通过对液力变矩器各结构参数的选择来加以变动，但各性能参数之间存在相互制约的关系，这个关系可大致用图 4.13 所示的曲线来表明。

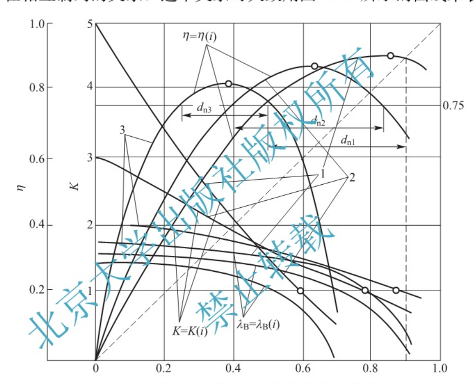


图 4.13　液力变矩器各基本性能参数间的关系

当液力变矩器的 K_0 值增大(图 4.13 中的曲线 3)时，则 η_{max} 值降低，高效范围 G_η 变窄，i_h 变小，同时 λ_B 下降，II 值也减小。

反之，当液力变矩器的 K_0 值减小(图 4.13 中的曲线 1)时，则 η_{max} 值升高，高效范围 G_η 展宽，i_h 变大，同时 λ_B 上升，II 值也增大。

4.3.3　液力变矩器的类型

由于各类机械对液力变矩器的性能有着不同的要求，因此变矩器的结构也有了许多的改进和发展。根据变矩器的结构在循环的形状、叶轮数及排列顺序和位置、叶轮的固定方式、叶片的形状和角度方面的变化，有正转型和反转型液力变矩器、单级单相液力变矩器、多级液力变矩器、多相液力变矩器、具有不同形式涡轮的液力变矩器、闭锁式液力变矩器、可调液力变矩器等。

4.3.4　液力变矩器与发动机的共同工作特性

采用液力传动的机械不仅与所用的发动机、变矩器、变速器和工作装置、行走装置等

的性能(特别是牵引性能和燃料经济性)有关，而且与它们共同的工作特性有关。

共同工作与匹配有着不同的含义，前者只研究连接在一起的工作情况，后者则研究共同工作时应采用怎样的配合才能获得理想的性能(工作机的优异工作性能)。

匹配是使发动机在得到良好牵引性能和经济性能，能满足工作机某些特殊要求等情况下的共同工作。

共同工作特性包括输入特性、范围、稳定性和输出特性。为使液力变矩器与发动机合理匹配，必须通过试验找到匹配的一般原则和获得良好工作性能的方法。

1. 发动机的特性

工程机械的发动机主要是内燃机，故这里主要研究内燃机的一些特性。

(1) 标定功率和标定转速。内燃机铭牌上所标的功率和转速称为标定功率和标定转速(也称额定全功率和额定转速)。

标定功率和标定转速是根据内燃机工作特性、使用特点、寿命和可靠性等各种要求确定的。我国内燃机功率标定分为下列四级。

① 15min 功率：允许内燃机运转 15min 的最大有效功率，适用于经常小负荷工作而又需要有较大功率储备，在瞬间可发出最大功率的内燃机。一般汽车内燃机采用该功率。

② 1h 功率：允许内燃机连续运转 1h 的最大有效功率(为最大功率的 87%～90%)，适用于经常大负荷工作而又需要在短期内满负荷工作的内燃机。工程机械如轮式土方机械、机械式单斗挖掘机、振动压路机等所用的内燃机均采用该功率。

③ 12h 功率：允许内燃机连续运转 12h 的最大有效功率(包括在超过 12h 功率 10%的情况下连续运转 1h，为最大功率的 77%～80%)，适用于在一个工作日中保持不变负荷工作的内燃机(如工程机械、发电机及农用拖拉机所用的内燃机)。

④ 持续功率：允许内燃机长期连续运转的最大有效功率，适用于长期以恒定负荷工作的内燃机(如长期排灌用或船用内燃机)。

应用任何一个标定功率时，必须同时标出相应转速。国家标准还规定，应根据不同的使用特点，在内燃机铭牌上标明上述四级中的 1～2 种及其相应转速。

可见，选用内燃机时，必须弄清是多少时间的标定功率，是否与工作机要求相符。如果要求采用 1h 标定功率的内燃机而误选了 15min 标定功率，就会使内燃机经常处于超负荷条件下工作，从而缩短使用寿命；反之，如选用 12h 功率，则内燃机的能力又得不到发挥。若短时间内找不到合适功率的内燃机，则可在试验台架上更新调整内燃机供油系统、调速系统，以便改变其标定功率。

不同国家对发动机标定功率有不同规定，含义也不一样，选用时应注意。

在标定功率下，应给出的主参数是标定功率值 P_n、标定功率下的转速 n_n，标定功率下的力矩 M_{en} 可通过计算得出。

(2) 力矩适应性系数 K_M。最大力矩 M_{emax} 与最大功率时的力矩 M_{ePmax} 的比值称为力矩适应性系数。此系数表征内燃机对负荷变化的适应能力。K_M 越大越好(力矩曲线越陡，对负荷适应能力越强)。

(3) 力矩储备系数 μ。力矩储备系数的计算如下

$$\mu=\frac{M_{emax}-M_{en}}{M_{en}} \tag{4-30}$$

式中，M_{en}为标定功率工况的力矩。

K_M和μ是衡量内燃机动力性能的重要指标，不同的工作机对此有不同的要求。工程机械的负荷变化范围较大，柴油机经常受到突加载荷或在超负荷下工作，故要求有较大的K_M和μ值。一般$K_M>1.15$，$\mu=20\%\sim30\%$。

(4) 转速适应性系数k。转速适应性系数也称转速系数，是最大力矩时转速$n_{M\max}$与标定转速n_n的比值。此系数表征内燃机以惯性克服负荷增大的能力。k越小越好，也就是最大扭矩点距离额定点越远越好，一般$k=0.55\sim0.77$。

(5) 速度特性。内燃机的速度特性是指内燃机(对汽油机，当节气门开度一定时；对柴油机，当供油量调节机构位置一定时)功率P_e、力矩M_e和燃油消耗率g_e随转速n的变化规律(图4.14和图4.15)。

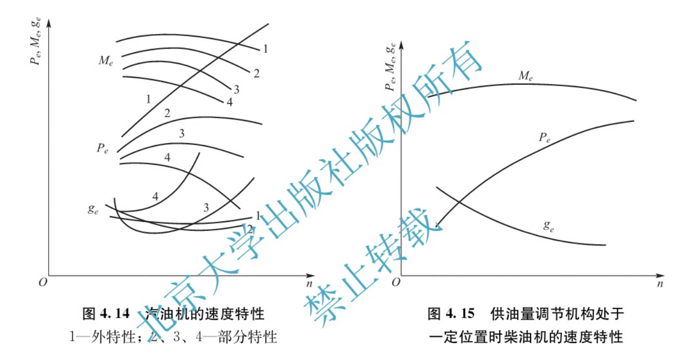


图4.14　汽油机的速度特性

1—外特性；2、3、4—部分特性

图4.15　供油量调节机构处于一定位置时柴油机的速度特性

(6) 实用外特性。内燃机的实用外特性也称净输出特性，是专为内燃机与液力变矩器的匹配而制定的。由于试验所得的特性曲线受试验条件的限制(如内燃机本身是否带或部分带风扇、水泵、水箱、发电机、空气滤清器、消声器等附件)，故试验特性与实际使用特性往往不相符合。为此，拿到任何一个特性曲线时，都要先了解试验条件，扣除附件所消耗的功率方为实用外特性。

通常，工程、建筑类机械所用柴油机的风扇消耗功率为标定功率的2%～4%，消声器为2%左右，空气滤清器为2%左右，水箱为0～1%。

2. *液力变矩器与发动机共同工作的输入特性*

发动机与液力变矩器共同工作时，发动机的输出特性就是液力变矩器的输入特性。对于液力变矩器来说，其输入特性是一束通过原点的抛物线。它不仅不受与它一起工作的发动机特性的影响，而且可强制发动机按照它的变化规律工作。发动机与液力变矩器共同工作时，后者就是前者的负载。所以，液力变矩器的输入特性就是发动机的负载特性。这样，将发动机的调速外特性曲线与液力变矩器的输入特性曲线画在一起，就得到了液力变矩器与发动机共同工作的输入曲线。该特性反映了发动机的工作点与液力变矩器传动比的关系。

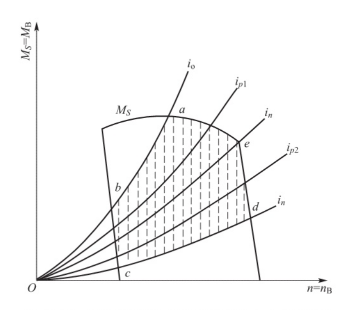


图 4.16　液力变矩器与发动机的共同工作范围

图 4.16 所示为液力变矩器与发动机共同工作的情况。两条特性曲线所围成的面积 $abcde$ 称为共同工作范围，超出此范围之外的发动机特性实际上就不存在了。

3. 共同工作的输出特性

共同工作的输出特性是指液力变矩器与发动机共同工作时，液力变矩器涡轮轴的力矩 M_T、涡轮功率 $N_T(N_T=M_T n_T)$、比油耗 g_{eT}、效率 η、发动机曲轴(泵轮)转速 n_e(或 n_B)等随涡轮转速 n_T 的变化规律。即液力变矩器与发动机所组成新的动力装置的输出特性。共同工作范围确定后，即可绘制共同输出特性。具体方法如下。

(1) 在液力变矩器原始特性曲线上查出对应于所选转速比的变矩系数 k 和效率 η［图 4.17(a)］。

(2) 在共同工作范围上，根据共同工作点查出所选转速比下的液力变矩器与发动机共同工作力矩 M_B 与转速 n_B。对于内燃机，还应画出相应的燃油消耗率 g_e［图 4.17(b)］。

(3) 将上述查得的数据记录在表 4-3 中，并按表中公式计算其输出特性。

(4) 以 $-M_T$ 为纵坐标，以 n_T 为横坐标绘制出输出特性。根据表 4-3 还可作出 $n_B=n_B(n_T)$，$M_B=M_B(n_T)$，$\eta=\eta(n_T)$ 和 $g_{eT}=g_{eT}(n_T)$ 等特性曲线［图 4.17(c)］。

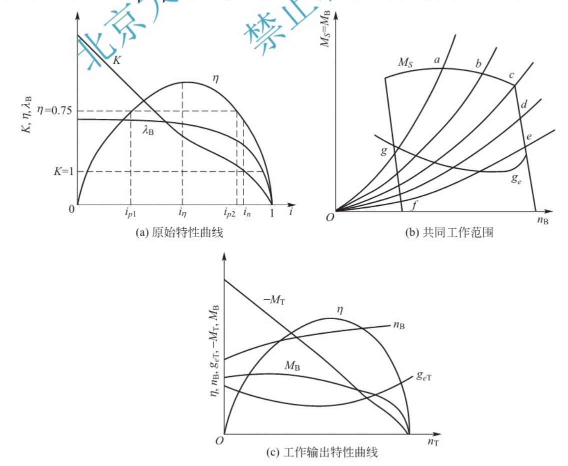


图 4.17　液力变矩器与发动机的共同工作

表 4-3 共同工作输出特性计算表

i	由特性曲线查得数据					计算值		
	K	η	M_B	n_B	g_e	$n_T=in_B$	$M_T=KM_B$	$g_{eT}=g_e/\eta$
0								
i_{p1}								
i_η								
i_{p2}								
i_h								
…								

4. 液力变矩器透穿性对共同工作范围及输出特性的影响

已知液力变矩器有效直径和发动机的实用外特性之后，共同工作范围和输出特性只决定于泵轮力矩系数的变化规律。透穿性能表征泵轮力矩系数变化规律，它对共同工作范围及输出特性有很大影响。图 4.18 绘出了各种透穿性能对共同工作范围及输出特性的影响。

牵引工况下(变矩器经常工作的工况)，各种透穿性能的影响分述如下。

(1) 不透穿性能的影响。如图 4.18(a)所示，不透穿时，λ_B=常数，输入特性是一条抛物线。因此，共同工作范围也是这条抛物线，共同工作的力矩 $M_B=M_d$，转速 $n_B=n_d$ (不随转速比的变化而改变)。如果把共同工作点选在发动机实用外特性的最大功率点，就可以充分发挥发动机的最大功率。

(2) 正透穿性能的影响。如图 4.18(b)所示，正透穿时，λ_B 随转速比 i'的增大而减小。输入特性是由 $i=0$ 开始，随 i'的增大按顺时针方向向右展开的一束抛物线。其展开范围由透穿数决定。透穿数越大，展开范围就越大。共同工作点随 i'的增大在实用外特性上也相应地由左向右移动，共同工作转速也相应增高。该转速 $i=0$ 时最低，在 $i=i_\eta$ 时最高。比不透穿的液力变矩器共同工作输出特性的高效范围宽，零速工况的力矩增大，但发动机不能总在最大功率工况下工作。

(3) 负透穿性能的影响。如图 4.18(c)所示，负透穿时，λ_B 随转速比 i 的增大而增大。输入特性是由 $i=0$ 开始随 i'的增大在实用外特性上相应由右向左移动，共同工作的转速也相应降低。该转速在 $i=0$ 时最高，在 $i=i_\eta$ 时最低。比不透穿的液力变矩器共同工作输出特性的高效范围要窄，零速工况的力矩减小，不能充分发挥发动机的最大功率。

(4) 混合透穿性能的影响。如图 4.18(d)所示，混合透穿时，在 $0\leqslant i\leqslant i_{\lambda B\max}$时，与负透穿情况相同；在 $i>i_{\lambda B\max}$时，与正透穿的情况相同；在整个转速比的范围内($0\leqslant i\leqslant i_\eta$)，有部分输入特性互相重叠。

$i=0$ 的共同工作转速高于 $i=i_{\lambda B\max}$的共同工作转速。$i=i_\eta$ 的共同工作转速最高。

(5) λ_B 可调节时的影响。可调式液力变矩器具有 λ_B 可调节的特性。它可以根据工作机工况的不同，通过调节 λ_B，改变液力变矩器与发动机的共同工作范围，使发动机的功率可以充分利用。如图 4.18(e)所示，当导轮叶片每转动一个角度，导轮流道就相应有一个开度，λ_B 也相应有一种变化规律。由 λ_B 的变化规律，即可找到不同的共同工作范围的输出特性。控制 λ_B 的变化规律，就可以控制共同工作范围，从而满足工作机各种不同工况的需要。

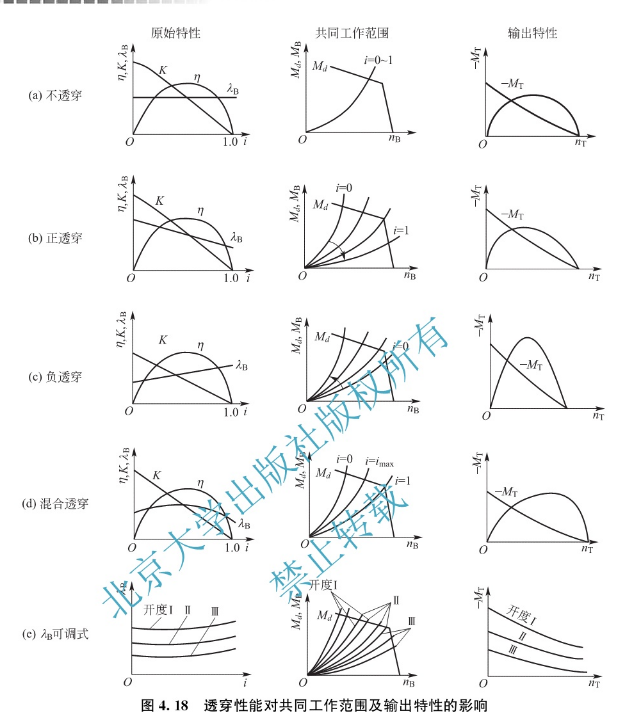


图 4.18 透穿性能对共同工作范围及输出特性的影响

5. 液力变矩器与发动机的合理匹配

如前所述，共同工作与匹配是两个不同的概念。共同工作并不一定能获得良好的工作效果(有的性能变好，有的性能则可能变坏)。匹配则要求共同工作后能得到良好的性能，以满足工作机的需要。

合理匹配应使工作机得到最高生产率和最低的燃料消耗。因此，可以用涡轮轴上最大平均输出功率或在一定工作范围内最大功率输出数作为生产率高低的评价标准，而以最低的单位燃料消耗系数作为经济性评价标准。

功率输出系数 ϕ_P 表示在一定工作范围内，涡轮轴平均输出功率 P_{TP} 对内燃机额定功率 P_{en} 的比值。

单位燃料消耗系数 ϕ_g 是指在一定工作范围内，平均单位燃料消耗量 g_{eP} 与额定工况下单位燃油消耗量 g_{en} 的比值。

相同的内燃机与不同类型液力变矩器匹配或不同内燃机与同一液力变矩器相匹配时，液力变矩器涡轮轴的平均输出功率最大，平均单位燃油消耗量最小的匹配是最合理的。

目前常见的匹配原则有以下3种。

1）最大牵引功率原则

为了获得最大牵引功率，要求共同工作的输入特性曲线上，液力变矩器最高效率时的传动比 i^* 所对应的负荷抛物线通过发动机额定工作点 M_{eH}，这样机器可以获得最大的功率（图4.19）。

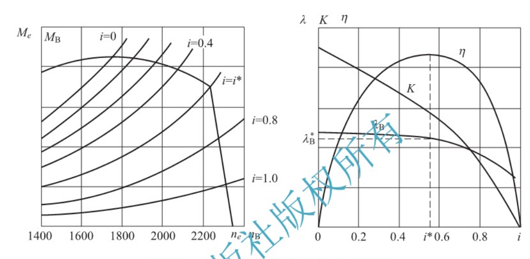


图4.19 变矩器与发动机合理匹配(1)

这时，变矩器的有效直径 D(m)按式(4-31)求得

$$D=\sqrt[5]{\frac{M_{BH}}{\gamma\lambda_{B\eta}n_{BH}^2}} \tag{4-31}$$

式中，M_{BH} 为发动机额定状态时传递到泵轮上的力矩(N·m)；$\lambda_{B\eta}$ 为最高效率时的泵轮力矩系数 $[m^{-1}\cdot(r/min)^{-2}]$；$n_{BH}$ 为发动机额定状态时变矩器泵轮的转速(r/min)；γ 为工作液的重度(N/m³)。

2）柴油机额定点与变矩器高效区中点匹配原则

上述匹配方法简单，而且机器可以获得最大的牵引功率，但在变矩器效率曲线不对称时有明显的局限性。例如，图4.20所示曲线对应的两相变矩器，其效率曲线有两个峰值点 i_1^*、i_2^*，而且 i_1^* 对应的效率较高。如果按 i_1^* 与发动机额定点匹配，当机器处于轻载状态时，变矩器将工作于耦合器状态的效率不稳定区；如果按 i_2^* 与发动机额定点匹配，虽然轻载时机器的效率可以保证，但超载时机器的效率偏低。这时宜用发动机额定点与变矩器高效区中点匹配原则。通常将变矩器的效率 $\eta\geqslant 75\%$ 区段称为变矩器的高效区(图4.20)。

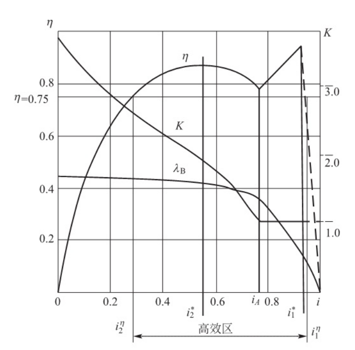


图4.20 变矩器与发动机合理匹配(2)

这时，变矩器的有效直径 D 的计算公式为

$$D=\sqrt[5]{\frac{M_{BH}}{\gamma\lambda_B^c n_{BH}^2}} \tag{4-32}$$

式中，λ_B^c 为变矩器高效中点的泵轮转矩系数。

λ_B^c 的确定方法如图 4.20 所示：①在原始特性曲线上作水平线 $\eta=0.75$，求得高效区的最大传动比 i_{p2}、最小传动比 i_{p1}；②按式 $i_p=(i_{p1}+i_{p2})/2$ 求得高效区中点；③原始特性图上 $i=i_p$ 对应的 λ_B 即为 λ_B^c。

3）最高平均牵引功率原则

如果变矩器涡轮的转矩 M_T 的概率密度函数为 $p(M_T)$，则可以按以下步骤确定变矩器的有效直径 D。

（1）预定变矩器有效直径 D，作其与发动机共同工作的输出特性，并得出涡轮功率 N_T 与涡轮转矩 M_T 的函数关系

$$N_T=N_T(M_T) \tag{4-33}$$

（2）按式(4-34)计算涡轮的平均输出功率

$$\bar{N}=\int N_T(M_T)\cdot p(M_T)\mathrm{d}M_T \tag{4-34}$$

（3）按最优化理论，调整变矩器有效直径 D，以 $\bar{N}$ 最大为目标函数，求得最优的变矩器有效直径 D。

应该指出，上述匹配原则都是以充分发挥发动机功率为着眼点提出的，实际机器设计中要考虑的因素是多方面的，如对于牵引型机械，要验算其牵引力是否达到要求。一般来说，在变矩器将要失速($n_T=0$)时，涡轮输出的转矩若能使机械打滑，则说明最大牵引力能满足要求；如果这时机械没有打滑，则要根据具体情况考虑。

以上分析中仅讨论了同一系列产品中变矩器有效直径 D 的选配，实际上还要对不同系列的变矩器进行比较。

实现匹配的方法有下列 4 种。

（1）改变液力变矩器的有效直径 D。这种方法用在发动机已经给定，液力变矩器原始特性已知，而有效直径尚未确定的情况。

（2）改变中间传动转速 i_Z。这种方法用在发动机和液力变矩器均已给定，但它们之间不匹配的情况。这时，可在发动机与液力变矩器之间增设一中间传动装置，靠改变中间传动转速比来移动输入曲线的位置。

（3）改变泵轮力矩系数 λ_B。采用这种方法时，发动机与液力变矩器均已给定，但它们之间却不匹配。此时，可通过车削泵轮或导轮出口叶片来改变 λ_B。

（4）尽量选用系列化的液力变矩器。如果发动机和液力变矩器的形式已经确定，则应尽量选用液力变矩器的系列化产品，这样做可以既快又省。

4.4 定轴式变速器设计

目前，工程机械多采用柴油机作为动力装置，其输出转矩和转速的变化范围比较小，无法满足工程机械在作业过程中对牵引力和行驶速度的变化要求，因此，在传动系统中设

置变速器来解决这种矛盾。

4.4.1 变速器的功用、要求与设计步骤

1. 变速器的功用

(1) 改变传动比，即改变发动机和驱动轮间的传动比，使机械的牵引力和行驶速度适应各种工况的需要，而且使发动机尽量工作在有利的工况下。

(2) 实现倒挡，以改变运行方向。

(3) 实现空挡，可切断传动系统的动力，实现在发动机不熄火情况下，机械能较长时间停止，便于发动机起动。

2. 对变速器的基本要求

(1) 具有足够的挡位与合适的传动比，以满足使用要求，使机械具有良好的牵引性能和燃料经济性及较高的效率。

(2) 工作可靠，传动效率高，使用寿命长，噪声小，结构简单，维修方便。

(3) 操纵轻便可靠，换挡迅速无冲击，不允许出现同时挂两个挡、自动脱挡、跳挡、乱挡和跑挡等现象。

(4) 对于动力换挡变速器要求换挡离合器结合平稳、传动效率高。

3. 变速器的一般设计步骤

(1) 根据挡位数和各挡传动比，草拟变速器的传动方案。

(2) 确定变速器的主要参数，包括中心距 A、齿轮模数 m、齿宽 b 和斜齿轮螺旋角 β_0 等。

(3) 根据变速器的传动比选配齿轮，确定各挡齿轮的齿数。

(4) 进行齿轮、轴、轴承等零件的寿命计算或强度、刚度计算。

(5) 进行结构设计，绘制装配图与零件图。

变速器的设计必须与总体设计协调，并充分考虑在各机型之间实现系列化、通用化和标准化。

4.4.2 动力换挡定轴式变速器的结构类型与结构设计要点

变速器换挡分为人力换挡和动力换挡。由于人力换挡变速器现已较少应用，本书略去该部分内容，重点介绍动力换挡变速器。

定轴式动力换挡变速器与普通定轴式变速器的根本区别是，前者采用按压操纵的多片湿式摩擦离合器换挡，并且换挡时不必切断动力；后者一般都采用机械式换挡。普通定轴式变速器设计的一般方法和原则绝大部分都适用于定轴式动力换挡变速器，其主要差别在于动力换挡变速器的传动方案有所不同，并且要设计换挡离合器和合理选择换挡离合器的安装位置。

1. 结构类型

定轴式动力换挡变速器的型式多样，按动力传递方式可以分为各挡独立传动式和组合传动式；按动力换挡的变速级数可以分为单级式和多级式；按换挡方式可以分为全部动力



换挡式和动力-机械混合换挡式。

单级式动力换挡变速器中只有一级动力换挡变速传动，即只有一个动力换挡变速组。图 4.21 所示的单级变速器由左、右两部分组成，左边为固定传动比的输入部分，右边为可变传动比的动力换挡部分。因右边只有一个动力换挡变速组，故称为单级式动力换挡变速器。该变速器共有 16 个齿轮，输入轴 i 与输出轴 O 在同一条直线上。当 6 个(3 个双向)换挡离合器工作在图示各位置时，变速器分别输出 1、2、3、4、5 五个正转速度和一个反转速度。单级传动方案的特点是齿轮多，比较容易满足传动比的设计要求，每次换挡只需操纵一个离合器，换挡离合器的数量与输出挡数相等，所以输出挡数越多，所需的离合器和齿轮数量也越多。与挡数相同或挡数更多的组成(多级)式传动方案相比，单级传动方案所需的离合器和齿轮数量都较多，相应变速器的尺寸和质量也大，并且当变速器中全部为降速传动时，末级变速组的换挡离合器传递的转矩和尺寸都较大。单级传动方案适用于挡数不多、倒挡数少、对传动比要求较高的工程机械。

多级组合式传动方案是将多个单级式变速组串联在一起，变速器的输出挡数等于串联的各变速组挡数的乘积。图 4.22 所示的多级(双级)变速器有正反各 4 挡转速、6 个换挡离合器、13 个齿轮。正转经输入轴 $i(F_1、F_2)$→中间轴、中间轴→高低挡轴(H、L)两个动力换挡变速组，再经一对定比传动副和输出 O 轴输出 4 个正挡；反转经输入轴 $i(F_1、F_2)$→倒挡轴(R_1、R_2)→中间轴→高低挡轴(H、L)两个动力换挡变速组，再经一对定比传动副和输出 O 轴输出 4 个倒挡。与单级传动变速器相比，组合传动式变速器可以用较少的换挡离合器和齿轮副获得较多的速度挡数，不仅容易得到相同挡数的正、倒挡，而且可以获得较大的传动比和调速范围。组合式传动方案能较好地满足铲土运输机械对多挡转速的要求，适合于循环作业时(一般为离合器 L 接合时)在前进和倒退离合器之间换挡，在履带式推土机中应用也较普遍。但这种组合式变速器因受两个变速组传动比的限制，8 挡速度难以全部满足设计要求。同时后级变速组离合器所在轴的额定转矩大，加大了离合器的尺寸与质量。此外，每换一个挡都要操纵两个离合器，使操纵机构较复杂。

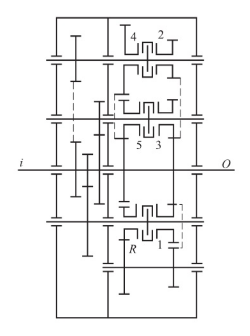


图 4.21　单级式动力换挡定轴变速器传动方案简图

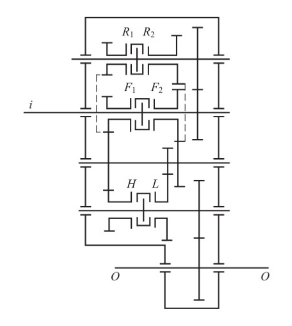


图 4.22　双级组合式动力换挡定轴变速器传动方案简图

定轴式动力换挡变速器的换挡方式有全部动力换挡与混合换挡两种。全部动力换挡传动是变速器中全部采用液压操纵的离合器换挡。换挡时，不必预先切断动力，可以直接操纵离合器换挡，故换挡简便。与混合换挡方案相比，所需的换挡离合器数量较多，变速器质量较大、成本较高。混合换挡是以液压操纵的离合器换挡为主，兼有少量的手动换挡机构。

2. 换挡离合器的布置位置

换挡离合器有单向式和双向式两种(图 4.23 和图 4.24)。两个单向换挡离合器可以布置在两根轴上，也可以布置在同一根轴上。当两个单向离合器轴向错位，分别布置在两根轴上时，可以减小两轴的中心距，但会加大轴的长度。将两个单向离合器对齐布置在两根轴上，可以减小轴的长度，但会导致两轴中心距加大。双向换挡离合器相当于将两个单向离合器相邻布置在同一轴上，可以减小两轴的中心距、简化离合器的结构和操纵机构，但也会加大轴的长度，因此换挡离合器的布置直接影响变速器的尺寸。此外，由于各轴的转矩不同，换挡离合器的位置，还直接影响离合器的尺寸、质量和空转离合器主、从动片之间的相对转速，以及离合器的装拆和维修等。因此换挡离合器的布置一般应满足以下要求。

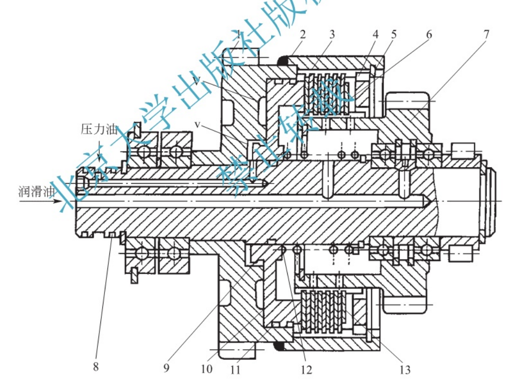


图 4.23 单向换挡离合器

1—齿轮；2—外鼓；3—钢片；4—压板；5、13—卡环；6—摩擦片；7—内鼓齿轮；8、9、11—密封圈；10—活塞；12—分离弹簧

(1) 应有利于减小换挡离合器传递的转矩，以减小其尺寸、质量。一般应将离合器布置在高速主动轴上，并使离合器所传递的转矩 $T_\phi \leqslant (1\sim1.5)T_{ei}$，($T_{ei}$ 为变速器的输入转矩)。

(2) 应尽量减小非工作(空挡)离合器主、从动片的相对转速，以免出现“超速”现象。动力换挡变速器中的换挡齿轮都是常啮合，当一条传动路线工作时，另一条不工作的传动路线上的换挡离合器的主、从动片间相对转动，由于轴液的黏滞作用，摩擦副很难彻底分离，导致主、从动片之间滑磨发热、磨损和功率损耗，甚至使摩擦片相互咬死。因此

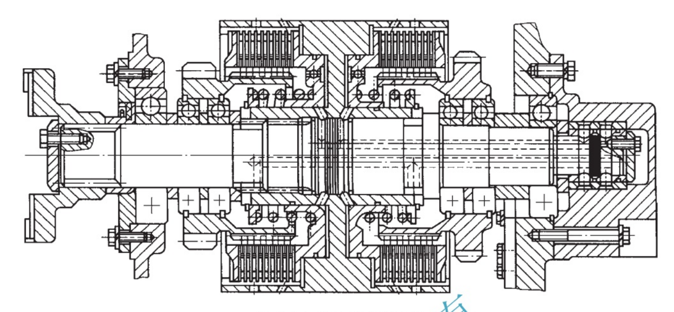


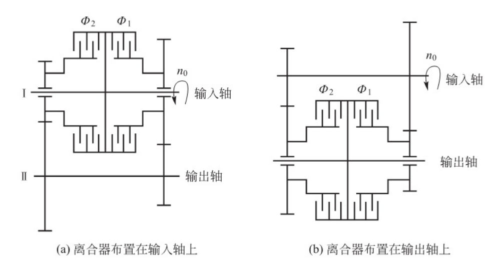
图 4.24　双向换挡离合器

空转离合器的主、从动片的相对转速不能过高。一般应使主、从动片平均半径处的相对线速度 $\Delta vp \leqslant 50\text{m/s}$，即主、从动片间的相对转速必须满足

$$\Delta n \leqslant 955/(R_1+R_2) \tag{4-35}$$

式中，R_1、R_2 分别为摩擦副的有效内、外半径。

空转离合器主、从动片的相对转速的大小与离合器的布置、换挡齿轮的齿数比和齿轮的转向有关。以图 4.25 所示的二级变速传动装置中，换挡离合器的不同布置形式，讨论换挡离合器的“超速”情形，从而确定满足最小相对转速的布置位置。设轴Ⅰ为输入轴(转速为 n_1)、轴Ⅱ为输出轴(转速为 n_2)，左、右侧齿轮副的传动比分别为 i_1、i_2，为分析显而易见，无论 i_1、i_2 是升速传动还是降速传动，都用大于 1 的数表示，即 $i_{升} \leqslant 2$，$i_{降} \leqslant 4$。同时为分析各种变速方案对空转离合器主、从动片相对转速的影响，讨论中有时改变了两侧齿轮副的升、降速情况，或在两侧齿轮间分别加入惰轮，并设加惰轮的一侧输出转速为倒挡，未加惰轮的一侧输出转速为正挡，各齿轮的齿数不受图中现有齿数的限制。各种变速方案的空转离合器主、从动片最小相对转速 Δn_{min} 和极限最小相对转速 $\Delta n'_{min}$($i_{升}=2$、$i_{降}=4$ 时)的计算及最佳换挡离合器的布置方案见表 4-4。



(a) 离合器布置在输入轴上　　(b) 离合器布置在输出轴上

图 4.25　换挡离合器布置图

表 4－4　空转离合器主、从动片最小相对转速及其换挡离合器的布置方案

序号	两侧齿轮工作状况	M_1 接合 M_2 空转最小相对速度		M_2 接合 M_1 空转最小相对速度		Δn 最小的离合器布置方案
		Δn_{min}	$\Delta n'_{min}$	Δn_{min}	$\Delta n'_{min}$	
1	左侧升速正挡 右侧升速正挡	$n_1\left\|1-\frac{i_1}{i_2}\right\|$	0	$n_1\left\|1-\frac{i_2}{i_1}\right\|$	0	(a)
2	左侧降速正挡 右侧降速正挡	$n_1\left\|\frac{1}{i_1}-\frac{1}{i_2}\right\|$	0	$n_1\left\|\frac{1}{i_1}-\frac{1}{i_2}\right\|$	0	(b)
3	左侧降速倒挡 右侧降速正挡	$n_1\left\|\frac{1}{i_1}+\frac{1}{i_2}\right\|$	$\frac{1}{2}n_1$	$n_1\left\|\frac{1}{i_1}+\frac{1}{i_2}\right\|$	$\frac{1}{2}n_1$	
4	左侧降速正挡 右侧升速正挡	$n_1\left\|1-\frac{1}{i_1 i_2}\right\|$	$\frac{7}{8}n_1$	$n_1\left\|i_2-\frac{1}{i_1}\right\|$	$\frac{7}{4}n_1$	
5	左侧降速正挡 右侧升速倒挡	$n_1\left\|1+\frac{1}{i_1 i_2}\right\|$	$\frac{9}{8}n_1$	$n_1\left\|i_2+\frac{1}{i_1}\right\|$	$\frac{9}{4}n_1$	(a)
6	左侧降速倒挡 右侧升速正挡	$n_1\left\|1+\frac{1}{i_1 i_2}\right\|$	$\frac{9}{8}n_1$	$n_1\left\|i_2+\frac{1}{i_1}\right\|$	$\frac{9}{4}n_1$	
7	左侧升速正挡 右侧降速正挡	$n_1\left\|i_1-\frac{1}{i_2}\right\|$	$\frac{7}{4}n_1$	$n_1\left\|1-\frac{1}{i_1 i_2}\right\|$	$\frac{7}{8}n_1$	
8	左侧升速倒挡 右侧降速正挡	$n_1\left\|i_1+\frac{1}{i_2}\right\|$	$\frac{9}{4}n_1$	$n_1\left\|1+\frac{1}{i_1 i_2}\right\|$	$\frac{9}{8}n_1$	(b)
9	左侧升速正挡 右侧降速倒挡	$n_1\left\|i_1+\frac{1}{i_2}\right\|$	$\frac{9}{4}n_1$	$n_1\left\|1+\frac{1}{i_1 i_2}\right\|$	$\frac{9}{8}n_1$	

表 4－4 中列出的换挡离合器各种布置方案都是仅从使空转离合器主、从动片的相对转速 Δn 最小考虑的，实际应用中还应考虑尽量减小换挡离合器的尺寸、质量，最好选择既能避免“超速”，又能使离合器尺寸、质量小的布置方案。

(3) 有利于换挡离合器的装拆和维修。同一轴上的换挡离合器，有布置变速器箱体内和箱体外两种方式。若布置在箱体外，更换离合器片时不需拆卸变速器，装拆和维修都比较方便，但与离合器连接的齿轮需设置在箱体外，使外伸轴支承结构复杂；若布置在箱体内，可以将离合器布置在轴的两支承件之间，以简化轴的支承结构，改善轴承的受力情况，使变速器结构紧凑、形状规整。现有动力换挡变速器广泛采用烧结金属为摩擦材料的湿式离合器，性能较稳定，维修调整周期较长，一般可以在变速器维修时同时进行，不必另外拆卸离合器，因此大都将换挡离合器设置在箱体内。

3. 换挡离合器设计要点

1) 选择适当的换挡离合器结构形式

换挡离合器普遍采用湿式多摩擦片式结构。单向(单作用)离合器大多采用活塞压紧，并设有螺旋弹簧或碟形弹簧，以便操纵油缸卸压后离合器分离。双向(双作用)离合器一般

采用双作用旋转油缸压紧，油缸中设有对中弹簧。

2）合理选择换挡离合器主要参数

（1）离合器的额定摩擦转矩 T_ϕ，仍按湿式主离合器转矩的公式计算。但设计时，为减小换挡离合器的尺寸、质量，并便于在同一变速器的不同挡位上采用同一规格的离合器，一般应尽可能使换挡离合器所传递的转矩满足 $T_\phi \leqslant T_{ei}$（T_{ei} 为变速器的输入转矩）。

（2）离合器的摩擦力矩即离合器的转矩容量 $T_\phi H$，应满足 $T_\phi H = \beta_T \Phi$。

（3）储备系数 β，为减小换挡离合器的尺寸，建议取 $\beta = 1.05 \sim 1.25$。

（4）摩擦副的接触面数 Z，若以 Z_a、Z_b 分别表示主动片数和从动片数，则 $Z = Z_a + Z_b$，为使离合器工作可靠，分离彻底，一般应使 $Z_b \leqslant 10$，多数情况取 $Z_b \leqslant 6$。

（5）有效内外径 R_1、R_2，为使离合器接合时，摩擦副内外半径处的相对线速度相差不大，磨损比较均匀，从而使沿半径方向温升相近，热应力分布合理，保证摩擦片不会因发热而翘曲变形，一般应取 $R_1 = R_2/(1.2 \sim 1.4)$。

（6）作用在摩擦片上的法向压紧力 P，对于固定油缸片式制动器

$$P = P_{zH} - P_{\tan} \tag{4-36}$$

对于旋转油缸片式离合器

$$P = P_{zH} + P_l - P_{\tan} \tag{4-37}$$

式中，P_{zH} 为油的总静压力，$P_{zH} = P_e \pi (r_2^2 - r_1^2)$，其中 P_e 为离合器油缸工作压力，设计中多取 $P_e = (120 \sim 150) \times 10^4 \mathrm{N/m^2}$；$r_1$、$r_2$ 分别为内、外半径；$P_{\tan}$ 为弹簧的总恢复力，设计中多取 $P_{\tan} = 800 \sim 1200\mathrm{N}$；$P_l$ 为旋转液体离心力所产生的动压力。

（7）多片摩擦离合器（制动器）的平均比压 q

$$q = \frac{P}{\pi (R_2^2 - R_1^2) C} \leqslant [q] \tag{4-38}$$

式中，C 为摩擦面积利用系数，$C = R_1/R_2$，对径向槽 $C = 0.8 \sim 0.9$，对螺旋槽 $C = 0.6 \sim 0.65$，对螺旋径向槽 $C = 0.4 \sim 0.55$；$[q]$ 为摩擦材料的许用比压，钢和铜基粉末冶金摩擦副取 $[q] = (200 \sim 250) \times 10^4 \mathrm{N/m^2}$。

（8）换挡离合器旋转油缸中油液的离心力。换挡离合器的油缸与所在轴一起转动，缸内油液随油缸旋转所产生的离心力形成的离心油压直接影响离合器工作：当油缸卸压、离合器分离时，离心油压会阻碍离合器片分离，为此必须加大分离弹簧的作用力；在高速轻载轴上，油缸的离心油压大，离合器的压紧力增大，使传递转矩的能力增强；而在低速重载轴上，油缸的离心油压小，离合器的压紧力减小，使传递转矩的能力降低。这些与实际应用对换挡离合器传递转矩能力的要求不相适应，因此必须消除离心油压的这些影响。离心油压 P_l 及离心压力 P 的计算如图 4.26 所示。

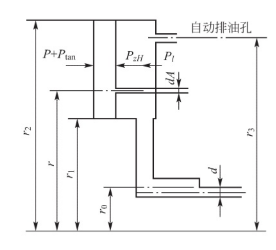


图 4.26　离合器油缸作用力图

讨论离心油压 P_l 的计算，设 γ 为油液的重度，g 为重力加速度，ω 为油缸的角速度，ω_0 为油液的角速度，r_1、r_2、b 分别为油缸内面的内径、外径和轴向长度，r_0 为回油口处的半径，则半径为 r 处的微元油液质量 $\mathrm{d}m$ 的离心压力与微分增量 $\mathrm{d}p$ 为

$$\mathrm{d}m = 2\pi b \frac{\gamma}{g} r \mathrm{d}r$$

$$\mathrm{d}p=\frac{\mathrm{d}m\omega_0^2 r}{2\pi rb}=\frac{\gamma}{g}\omega_0^2 r\mathrm{d}r$$

于是油缸中半径 r 处的离心油压 P_l 和油缸所受的总离心油压力 P_i 分别为

$$P_l=\int_0^r \frac{\gamma}{g}\omega_0^2 r\mathrm{d}r=\frac{\gamma}{2g}\omega_0^2(r^2-r_0^2) \tag{4-39}$$

$$P_i=\int_{r_1}^{r_2} 2\pi r p_i r\mathrm{d}r=\frac{\pi\gamma}{4g}\omega_0^2(r_2^2-r_1^2)(r_1^2+r_2^2-2r_0^2) \tag{4-40}$$

由于油液的黏滞作用，油的角速度 ω_0 稍低于油缸的角速度 ω，设 α 为油的滞后系数，取 $\alpha=0.80\sim0.95$，则油液的离心压力可以表示为

$$P_i=\frac{\pi\gamma\alpha^2}{4g}\omega_0^2(r_2^2-r_1^2)(r_1^2+r_2^2-2r_0^2) \tag{4-41}$$

(9) 自动排油阀设计。

① 自动排油阀主要结构参数的确定。自动排油阀一般都采用球阀，主要结构参数有钢球直径 d、球阀排油孔直径 d_1、阀座孔直径 d_2、阀座锥顶角 2α 和阀座孔中心旋转半径 r_3 等。其中 r_3 应靠近油缸外径处。各参数都可以参考同类结构初选，一般可以取 $d=3\sim12$mm，$2\alpha=70°\sim120°$。然后经验算确定最终值。

② 保证球阀自动关闭的离合器油缸最高转速 n_{max}。换挡离合器接合时，要保证自动阀可靠地关闭，必须限制旋转油缸的最高转速 n_{max}，以保证钢球不会因离心力过大被甩开而不能关闭。为此必须满足

$$F_b l\tan\alpha\leqslant(F_0+F')l \tag{4-42}$$

式中，F_0 为钢球所受油液总压力，$F_0=\pi d^2\cos^2\alpha p_e/4$；$F'$ 为钢球所受的离心力油压力，$F'=\pi d^2\gamma\alpha^2\omega^2\cos^2\alpha(r_3^2-r_0^2)/(8g)$；$F_b$ 为油缸旋转时钢球自身所受离心力，$F_b=\pi d^3\gamma_b r_3\omega^2/(6g)$，其中 r_3 为钢球随油缸旋转的半径，γ_b 为钢球的重度。

将以上各式代入式(4-43)，得到满足球阀自动关闭的旋转油缸最高理论转速 n_{max}。

$$n\leqslant\frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{6g\cos^3\alpha p_e}{4d\gamma_q r_3\sin\alpha-3\gamma r_3^2\cos^3\alpha}}=n_{max} \tag{4-43}$$

n_{max}是离合器工作(接合)时已经关闭的自动排油阀即将被甩开的临界转速，要保证球阀能可靠关闭，设计时必须使油缸的实际最高转速 $n<n_{max}$，即 $\Delta n=n_{max}-n_l$。Δn 的大小与很多因素有关，影响较大的是阀的通流面积，各因素的影响程度应由试验测定。

③ 保证球阀正常开启时油缸的最低转速 n_{min}。换挡离合器分离时，自动排油应能及时开启卸油。相关试验表明，在钢球直径 d 一定时，必须保证旋转油缸的转速 n 高于自动排油能及时开启所需的最小转速 n_{min}，钢球才不会因离心力过小而无法甩开。最小转速 n_{min} 可以由式(4-44)确定

$$n_{min}=\frac{4770}{\sqrt{5.31dr_3\dfrac{\sin\alpha}{\cos^3\alpha}-0.454(r_3^2-r_0^2)}} \tag{4-44}$$

式(4-39)～式(4-44)中长度单位均为 cm。

综上所述，保证自动排油阀正常工作的条件是旋转油缸的转速 n_l 必须满足

$$n_{min}<n_l<n_{max} \tag{4-45}$$

一般先确定换挡离合器油缸的主要结构，算出由这些参数所决定的油缸最低、最高转速 n_{min}、n_{max}，再校验油缸的工作转速是否在此范围内，若不在，应适当修正所选定的几

何参数，直到满足要求为止。

④ 钢球直径 d 的确定。从保证离合器分离时排油阀能甩开的必要条件 $F_b\tan\alpha \geqslant F'$ 中可以得到

$$d \geqslant 0.75\frac{\gamma\alpha^2}{\gamma_b r_3}(r_3^2-r_0^2)\cos^2\alpha\cot\alpha \tag{4-46}$$

⑤ 排油孔直径 d_1。为保证钢球能与锥面接触，并能可靠关闭，应使 $d_1<d\cos\alpha$。同时为保证油路畅通，还应使 $\pi d_1^2/4>\pi(d_2^2-d^2)/4$，即 $d_1>\sqrt{d_2^2-d^2}$。于是排油孔直径 d_1 必须满足条件

$$\sqrt{d_2^2-d^2}<d_1<d\cos\alpha \tag{4-47}$$

4.5 动力换挡行星式变速器设计

动力换挡行星式变速器由几个基本行星齿轮排列组合而成，利用液压操纵的离合器和制动器控制行星机构中构件的运动状态，达到变速的目的。

4.5.1 行星式变速器运动学分析

行星齿轮变速器按自由度可以分为二自由度、三自由度和四自由度等。目前通用的行星齿轮变速器大都采用二自由度或三自由度，在自动或半自动变速器中，广泛采用具有内外啮合齿圈的二自由度行星机构。这里主要在分析二自由度行星机构运动学的基础上，分析行星齿轮变速器的运动学和动力学。

1. 单排行星传动运动学

单排行星轮系由太阳轮(也称中心轮)t、内齿圈 q 和带有若干个行星齿轮 x 的行星架 j 三个基本构件组成。其中一个构件具有确定的运动时，另两个构件具有不确定的运动，故称二自由度。

(1) 行星机构转速特性方程。单排行星机构的行星齿轮有单行星轮和双行星轮两种型式，如图 4.27 所示。根据机械原理，假想给行星排一个与行星架 j 运动方向相反、大小相等的转速 $-n_j$，将原行星排变成各构件转速均增加 $-n_j$ 的定轴轮系，于是由

$$\frac{n_t-n_j}{n_q-n_j}=\mp\frac{Z_q}{Z_t}=\mp K$$

可得行星机构转速特性方程式。

对于单行星排机构，式中 K 前取“－”号，得

$$n_t+Kn_q-(1+K)n_j=0 \tag{4-48}$$

对于双行星排机构，式中 K 前取“＋”号，得

$$n_t-Kn_q-(1-K)n_j=0 \tag{4-49}$$

式中，n_t、Z_t、n_j、n_q、Z_q、K 分别为太阳轮的转速和齿数、行星架的转速、内齿圈的转速和齿数、行星轮系特性参数($K=Z_q/Z_t$，$4/3\leqslant K\leqslant 4$)。式(4-30)、式(4-31)均为三元一次齐次方程式，都有 3 个未知数(n_t、n_j、n_q)，当给定一个未知数的值时，另两个未知数可以有多组解，所以，当确定行星机构中某一构件为主动(输入)件时，要想输出件有确

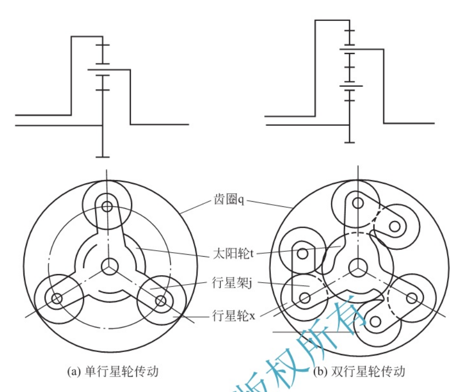


图 4.27 齿圈式单排行星传动

定的转速，必须限制第3个构件的运动。行星齿轮变速器中通常利用片式摩擦离合器使主动件获得确定的运动，利用制动器使第3个构件的转速为零。根据不同的选择，一个单排行星机构可以有6种不同的传动方案(表4-5)。此外，由于式(4-48)和式(4-49)中3个未知数的系数之和为零，使 $n_t=n_j=n_q$ 为这两个方程式的一组解。说明行星排各构件还具有闭锁成一体、同速转动的特性。并且当采用双行星轮时，还可以实现一挡降速传动，因此单排行星机构可以实现8种不同的传动方案，这也是普通齿轮传动无法与行星机构相比的根本原因。

行星轮相对于行星架的转速 n_x 可以由采用反转法中3个齿轮的转速关系式导出

$$n_x=-(n_t-n_j)\frac{Z_t}{Z_x}=(n_q-n_j)\frac{Z_q}{Z_x} \tag{4-50}$$

(2) 单排行星机构传动比。给定单排行星传动的转速特性方程中一个构件的转速为零(如内齿圈制动，$n_q=0$)，可以得到如图4.28和表4-5所示的8种传动方案及相应的传动比。双排行星传动的5种传动方案见表4-6。

表 4-5 单行星排传动的8种传动方案

方案编号	前进(1)	前进(2)	前进(3)	前进(4)
传动方式	齿圈制动，太阳轮输入，行星架输出	太阳轮制动，齿圈输入，行星架输出	用闭锁离合器将任意两构件闭锁	太阳轮制动，行星架输入，齿圈输出
传动比 $i_{o\infty}=\frac{n_o}{n_\infty}$	$i_{o\infty}=1+K$	$i_{o\infty}=\frac{1+K}{K}$	$i_{o\infty}=1$	$i_{o\infty}=\frac{K}{1+K}$
$4/3\leqslant K\leqslant 4$ 时传动比范围	$2.3\leqslant i_{o\infty}\leqslant 5$	$1.25\leqslant i_{o\infty}\leqslant 1.75$	$i_{o\infty}=1$	$0.57\leqslant i_{o\infty}\leqslant 0.8$

续表

方案编号	前进(5)	倒退(1)	倒退(2)	倒退(3)
传动方式	齿圈制动，行星架输入，太阳轮输出	行星架制动，太阳轮输入，齿圈输出	行星架制动，齿圈输入，太阳轮输出	双行星轮传动，齿圈制动，太阳轮输入，行星架输出
传动比 $i_{o\infty}=\dfrac{n_o}{n_\infty}$	$i_{o\infty}=\dfrac{1}{1+K}$	$i_{o\infty}=-K$	$i_{o\infty}=-\dfrac{1}{K}$	$i_{o\infty}=1-K$
$4/3\leqslant K\leqslant 4$ 时传动比范围	$0.2\leqslant i_{o\infty}\leqslant 0.43$	$-4\leqslant i_{o\infty}\leqslant -1.33$	$-0.75\leqslant i_{o\infty}\leqslant -0.25$	$-3\leqslant i_{o\infty}\leqslant -0.33$

(a) 前进(1)

(b) 前进(2)

(c) 前进(3)

(d) 前进(4)

(e) 前进(5)

(f) 倒退(1)

(g) 倒退(2)

(h) 倒退(3)

图 4.28　单排行星传动的 8 种方案运动简图

表 4-6 双排行星传动的5种方案

方案序号	运动学特性方程组	行星排间连接件运动学关系	传动比公式	$4/3\leqslant K\leqslant 4$ 时传动比范围
前进(6)	$n_{t1}+K_1n_{q1}-(1+K_1)n_{j1}=0$	$n_{q1}=0$ $n_{j1}=n_{q2}$ $n_{t1}=n_{t2}$	$i_{o\infty}=\dfrac{(1+K_1)(1+K_2)}{1+K_1+K_2}$	$1.48\leqslant i_{o\infty}\leqslant 2.78$
前进(7)	$n_{t2}+K_2n_{q2}-(1+K_2)n_{j2}=0$	$n_{q2}=0$ $n_{q1}=n_{j2}$ $n_{t1}=n_{t2}$	$i_{o\infty}=\dfrac{1+K_1+K_2}{(1+K_1)(1+K_2)}$	$0.36\leqslant i_{o\infty}\leqslant 0.67$
前进(8)	$n_{t1}+K_1n_{q1}-(1+K_1)n_{j1}=0$ $n_{t2}+K_2n_{q2}-(1-K_2)n_{j2}=0$	$n_{q2}=0$ $n_{q1}=n_{j2}$ $n_{j1}=n_{t2}$	$i_{o\infty}=\dfrac{K_2-1}{K_2+K_1K_2-1}$	$0\leqslant i_{o\infty}\leqslant 0.36$
倒退(4)	$n_{t1}+K_1n_{q1}-(1+K_1)n_{j1}=0$ $n_{t2}+K_2n_{q2}-(1+K_2)n_{j2}=0$	$n_{q2}=0$ $n_{q1}=n_{t2}$ $n_{j1}=n_{j2}$	$i_{o\infty}=1-K_1K_2$	$15\leqslant i_{o\infty}\leqslant -0.77$
倒退(5)	$n_{t1}+K_1n_{q1}-(1-K_1)n_{j1}=0$ $n_{t2}+K_2n_{q2}-(1+K_2)n_{j2}=0$	$n_{q1}=0$ $n_{j1}=n_{j2}$ $n_{t1}=n_{t2}$	$i_{o\infty}=\dfrac{K_2(1-K_1)}{K_1+K_2}$	$-1.5\leqslant i_{o\infty}\leqslant -0.165$

注：表中传动比意义同表4-5。

2. 多排行星传动的运动学

研究多排行星传动运动学的目的是为了求解该机构各挡的传动比，每一挡各构件的转速和操纵件的相对速度(即离合器或制动器结合过程中，主、从动件之间的最大滑磨转速)。多排行星传动的运动学分析的主要方法和步骤如下。

(1) 列出各行星排的运动学特性方程，组成行星机构运动特性方程组

$$\begin{cases} n_{t1}\pm K_1n_{q1}\mp(1\pm K_1)n_{j1}=0 \\ n_{t2}\pm K_2n_{q2}\mp(1\pm K_2)n_{j2}=0 \\ \vdots \qquad \vdots \qquad \vdots \\ n_{ti}\pm K_in_{qi}\mp(1\pm K_i)n_{ji}=0 \end{cases} \tag{4-51}$$

(2) 列出约束构件的约束方程组。

对于被制动的构件(n_{zi})，其转速方程组为

$$n_{zi}=0 \qquad i=1,\ 2,\ 3,\ \cdots \tag{4-52}$$

对于离合器接合的两构件(n_{cm}、$n_{cm'}$)，其转速方程组为

$$n_{cm}-n_{cm'}=0 \qquad m=1,\ 2,\ 3,\ \cdots \tag{4-53}$$

对于固定连接在一起旋转的两构件(n_{ag}、n_{bg})，其转速方程组为

$$n_{ag}-n_{bg}=0 \qquad g=1,\ 2,\ 3,\ \cdots \tag{4-54}$$

利用约束方程组给定的已知条件，联立行星机构运动特性方程组和约束方程组，求得

每挡传动比计算公式。

(3) 将各行星排特性参数 K_1，K_2，…，K_i 代入所求得的传动比公式，得到所求行星机构每挡的传动比。

(4) 将已知输入转速代入行星机构特性方程组，根据所求得的传动比，便可以得到一挡时行星机构中每个构件的转速。

(5) 根据所求得的每一构件的转速，计算操纵件的相对速度。

3. 行星式变速器运动学分析

行星变速器的自由度与行星排和旋转构件的数量有关。行星变速器的每一个旋转构件仅有一个自由度(绕自身轴线旋转)，有 m 个旋转构件，就有 m 个自由度。而每个行星排的转速特性方程又给各行星排一个运动约束，有 n 个行星排就有 n 个约束，因此行星变速器的自由度 Y 为

$$Y=m-n \tag{4-55}$$

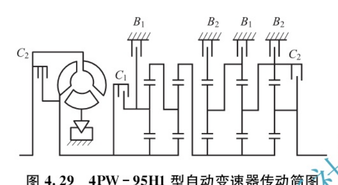


图 4.29　4PW－95H1 型自动变速器传动简图

图 4.29 所示为德国 ZF 公司制造的 4PW－95H1 型自动变速器传动简图。该变速器由 5 个行星排组成，其中第二与第三行星排之间只有一个元件相连，其他各相邻的行星排都是两个元件相连，因此该行星式变速器实际是由第一、第二行星排组成的前变速部分和由第三、第四、第五行星排组成的后变速部分两个行星变速机构串联而成。后变速部分有 3 个行星排、5 个旋转构件，故其自由度为

$$Y=5-3=2$$

4.5.2　行星式变速器动力学分析

行星式变速器动力学分析也是建立在行星传动动力学研究的基础上的。其目的在于求解各构件在匀速旋转的工况下，太阳轮、内齿圈和行星架三构件之间所受的内部力矩(忽略了惯性力矩)，以及三构件内部力矩之间的函数关系。

1. 行星排理论转矩关系式

理论转矩是不计入摩擦时的力矩。根据图 4.30 所示的行星轮圆周力平衡关系，可得三构件圆周力之比为

$$P_t : P_q : P_j = 1 : 1 : (-2)$$

已知三元件的 3 个作用力半径之比为

$$R_t : R_q : R_j = 1 : K : \frac{1+K}{2}$$

将上面两式左右两边各元素分别对应相乘，得到作用于三构件的内转矩关系式

$$M_t : M_q : M_j = 1 : K : [-(1+K)] \tag{4-56}$$

图 4.30　行星轮圆周力的平衡

用类似的方法，可以得到双行星传动的行星排理论转矩关系式

$$M_t : M_q : M_j = 1 : (-K) : (K-1) \tag{4-57}$$

上述行星排理论转矩关系式实际上是两个方程式、三个未知数，因此只要知道其中一个构件的转矩，就可以求出另两个构件的转矩。

2. 行星排实际转矩关系式

由于转动的行星构件间的摩擦造成力矩损失，所以实际转矩小于理论转矩。行星排实际转矩关系式可以由下述方法和步骤求得。

求出太阳轮与内齿圈的转矩关系，并确定其中的主动件。当作用在太阳轮上的外力矩 M'_t 作用的方向与太阳轮相对于行星架的转向一致时，则太阳轮为主动件，此时，$M'_t(\omega_t-\omega_j)>0$ 或 $M_t(\omega_t-\omega_j)<0$（$M_t=-M'_t$，M_t 为行星轮对太阳轮作用的力矩），其转矩关系式为

$$M_q^x = M_t^x K \eta_j$$

当太阳轮上外力矩 M'_t 作用的方向与太阳轮相对于行星架的转向相反时，则太阳轮为被动件，此时，$M'_t(\omega_t-\omega_j)<0$ 或 $M_t(\omega_t-\omega_j)>0$（$M_t=-M'_t$，M_t 为行星轮对太阳轮作用的内力矩），其转矩关系式为

$$M_q^x = M_t^x \frac{K}{\eta_0}$$

写成普遍关系式为

$$M_q^x = M_t^x K \eta_j^u \tag{4-58}$$

当太阳轮为主动件时，取 $u=+1$；当太阳轮为被动件时，取 $u=-1$。

由行星排三构件的内力矩之和为零，可以求得行星架与太阳轮的转矩关系式

$$M_j^x = -M_t^x - M_q^x = M_t^x(1+K\eta_j^u) \tag{4-59}$$

于是可以得到单行星排的实际转矩关系式

$$M_t^x : M_q^x : M_j^x = 1 : K\eta_j^u : [-(1+K\eta_j^u)] \tag{4-60}$$

用类似的方法可以得到双排行星排的实际转矩关系式为

$$M_t^x : M_q^x : M_j^x = 1 : (-K\eta_j^u) : (K\eta_j^u - 1) \tag{4-61}$$

式中，M_t^x 为行星轮对太阳轮实际作用的转矩；M_t^x 为行星轮对行星架实际作用的转矩；M_q^x 为行星轮对内齿圆实际作用的转矩；η_j 为行星架固定时（此时行星轮系成了定轴轮系）的行星排效率（从内齿圈到太阳轮或从太阳轮到内齿圈的传动效率）。

对于单行星　　$\eta_j = \eta_o \eta_i = 0.98 \times 0.99 = 0.97$

对于双行星　　$\eta_j = \eta_o^2 \eta_i = 0.98^2 \times 0.99 = 0.95$

式中，η_o、η_i 分别为一对外啮合齿轮和一对内啮合齿轮传动的效率。

4.5.3 行星式变速器的效率计算

行星式变速器效率的计算方法有啮合功率法和偏导数法两种。

1. 啮合功率法

运用啮合功率法计算行星式变速器的具体步骤如下。

(1) 运用行星式变速器运动学分析法，求得每一构件的转速及每一行星排的$(n_{ti}-n_{ji})$，其中 i 为行星排的序号。

(2) 运用行星式变速器动力学分析法，求得每一行星排太阳轮的内力矩 M_{ti}，$i=1$，2，

3，…，n（n 为行星排数）。

（3）计算每一个行星排的啮合功率

$$N_{xi}=M_{ti}(n_{ti}-n_{ji}) \tag{4-62}$$

（4）计算行星式变速器的啮合功率 $\sum_{i=1}^{n}N_{xi}$ 。

（5）计算行星式变速器的啮合损失功率 $\sum_{i=1}^{n}N_{xi}(1-\eta_j)$ 。

（6）计算行星式变速器的效率 η

$$\eta=\frac{M_0n_0-\sum_{i=1}^{n}N_{xi}(1-\eta_j)}{M_0n_0}=1-\frac{\sum_{i=1}^{n}N_{xi}(1-\eta_j)}{M_0n_0} \tag{4-63}$$

式中，M_0、n_0 为输入转矩、转速。

2. 偏导数法

偏导数法是采用克列奈斯教授提出的偏导数法。具体方法和步骤如下。

（1）联立行星机构运动特性方程组和约束方程组，求出各机构每一挡传动比表达式

$$i=f(K_1,\ K_2,\ \cdots,\ K_n) \tag{4-64}$$

（2）利用已知的输入转矩 M_0 和行星排理论转矩关系式(4-56)及行星排实际转矩关系式(4-60)求得一方程组，再根据各构件的转矩平衡方程，求得另一方程组，联立两方程组，分别求出不考虑啮合损失和考虑啮合损失时的所有内转矩和外转矩。于是可以求得行星排各挡输出轴上的输出转矩 M_i 与输入转矩 M_0 的传力比 i^* 。

对于不考虑啮合损失

$$i^*=\frac{M_{ci}}{M_{0i}}=f(K_1,\ K_2,\ \cdots,\ K_n) \tag{4-65}$$

很明显，这里求得的 i^* 与第(1)步中求得的 i 是完全一致的。

对于考虑啮合损失

$$i^*=\frac{M_{ci}}{M_{0i}}=f(K_1\eta^{u_1},\ K_2\eta^{u_2},\ \cdots,\ K_n\eta^{u_n}) \tag{4-66}$$

（3）求行星式变速器的效率

$$\eta=\frac{i^*}{i}=\frac{f(K_1\eta^{u_1},\ K_2\eta^{u_2},\ \cdots,\ K_n\eta^{u_n})}{f(K_1,\ K_2,\ \cdots,\ K_n)} \tag{4-67}$$

式中，η 的指数 u_1，u_2，…，u_n 前的“+”“−”符号必须根据各行星排中的啮合功率是由太阳轮传到内齿圈，还是由内齿圈传到太阳轮来决定，或采用克列奈斯教授提出的偏导数法确定。

$$u_i=\mathrm{sign}\,\frac{\partial\ \ln i}{\partial\ K_i} \tag{4-68}$$

当 $\frac{\partial\ \ln i}{\partial\ K_i}>0$ 时　　　$u_i=+1$

当 $\frac{\partial\ \ln i}{\partial\ K_i}<0$ 时　　　$u_i=-1$

确定各行星排效率 η^{u_i} 的指数为+1或−1后，代入到式(4-66)、式(4-67)中，求得行星式变速器某挡转速工作时的总效率。

4.5.4 行星式变速器的设计

1. 行星式变速器的设计要求

行星式变速器的设计应满足总体设计所确定的速度挡数和各挡传动比的要求，能以最少的行星排实现所需的挡位数；各行星排的特性参数 K 值恰当，使结构紧凑，通常取 $K=1.5\sim4.5$；各挡速度工作时应有较高的传动效率，并且常用挡的传动中不应存在循环功率；尽可能降低行星架和具有相对转动的构件(如行星轮、闭锁离合器)的转速，以减小功率损耗。同时尽量减小操纵机构(如离合器、制动器)所传递的摩擦力矩，以减小这些机构的尺寸。即行星式变速器的设计应做到结构简单合理，外形尺寸较小，并且具有良好的制造工艺性和使用性能。

2. 行星式变速器传动方案的设计

行星式变速器传动方案的设计主要是设计变速器的传动简图，常用的两种设计方法有类比分析法和综合法。类比分析法是在分析比较国内、外现有同类变速器的基础上，参照单行星机构和双行星机构所能实现的各种传动方案，拟定出变速器的方案简图，并初步选定方案简图中各行星排的特性参数，然后经多次试算修改，直到获得较满意的结果。类比分析法的特点是不易得到很理想的传动方案，但计算程序较简单。

综合法是对可能实现所给传动比的全部传动方案的特性参数 K 值、转速、力矩、效率和结构的现实性等，进行各方面的综合分析，最后从众多的可能方案中选取最佳的传动方案。这种方法不仅计算烦琐，而且有时无法通过手算实现。现代设计方法和计算机技术的迅速发展，促进了综合法的快速发展。

类比分析法和综合法有较大的差异，又有某些相似之处。由于工程机械广泛采用由一个或几个二自由度具有内、外啮合的齿圈式行星机构组成的变速器，因此本书主要介绍类比分析法设计二自由度行星式变速器方案的一般步骤。

(1) 确定行星排的数量和变速器的组成型式。变速器行星排的数量有单排、双排和多排。单排工作传动简单、效率高。在满足传动比和挡数等设计要求的前提下，应尽量选用单排行星排。双行星单排传动主要用于某些倒挡传动中；双排传动可以获得灵活多样的组成形式和多种传动比，在组合得当的情况下也可以得到较高的传动效率，因此在行星式变速器中应用很普遍；多排传动是指有三排或三排以上的行星排参与工作。多排传动容易获得满意的传动比和挡数，但结构相对较复杂，传动效率降低，在铲土运输机械中应用较少。设计双排或三排工作的行星式变速器，应避免出现功率循环，不能采用不合理的或有过大循环功率的传动方案。确定行星排数量时，应根据总体设计所确定的变速器速度挡数和各挡传动比，选择合适的行星排数量。

行星式变速器的组成型式按行星排之间的连接方式，可以分为单级式和串联式。单级式的显著特征是变速器工作时，各行星排独立向外输出运动，传动路线短，接合一个操纵件就可以得到一个挡位，操纵较简便。但挡数较多时，所需的行星排和操纵件的数量也相应增多，使变速器体积和质量都较大。常见的单级式行星变速器有 ZL50 型装载机用变速器和美国阿里森公司生产的两前进挡、一倒挡行星式变速器。

串联式行星变速器的显著特征是行星排之间仅由一个构件相连接的串联组成。目前已有的行星式变速器大多数为串联式。铲土运输机械的行星式变速器常采用这种组成形式。

两级串联式行星变速器有以下两种常见的组成形式。

① 主变速部分在前，副变速部分在后。主变速部分用于减速，其中前进挡多于倒挡。副变速部分用于增速，适用于要求前进挡多于倒挡的某些推土机和装载机。

② 副变速部分在前，主变速部分在后。这种变速器又有以下两种形式。

a. 副变速部分减速，有前进、后退两挡。主变速部分增速，可以得到相同数量的前进和后退挡。适用于要求相同数量的前进和后退挡位的推土机和装载机。如国产T320型履带式推土机变速器。

b. 副变速部分增速，设高、低两个挡位。主变速部分减速，其中前进挡数多于后退挡数。这种组成形式可以减小变速器的质量和承受的扭矩。主要用于以前进挡作业的铲运机、平地机和运输车辆。

串联式变速器的优点如下。

① 可以减少行星排数和操纵构件的数量。二自由度行星式变速器的非直接挡数必须与行星排数相等，挡数越多，行星排数和操纵机构数量也越多。如前面介绍的推土机用三进三退行星式变速器，若不采用串联组成，需要6个行星排和6个操纵构件；采用串联组成式，则仅用了4个行星排和5个操纵构件。

② 可以改善各行星元件之间的连接。二自由度行星式变速器中行星排数量和操纵件数量过多时，行星元件间的连接较复杂、困难。串联式不仅可以减少行星排数，并且两组之间仅用一个构件连接，使各行星元件之间连接较简单、方便。

③ 可以降低制动器摩擦片的相对转速。联立行星排功率平衡方程式和外力矩平衡方程式，可以导出二自由度行星式变速器以不同挡工作时，行星排的主动件、被动件和制动件三者转速之间的函数关系

$$n_0 - i_p n_b + (i_p - 1) n_p = 0 \tag{4-69}$$

当以传动比 i_k 的某挡工作时，被动件的转速 $n_b = n_0 / i_k$，代入式(4-69)，可以得到非工作制动器摩擦片间的相对转速 n_{zk}

$$n_{zk} = \frac{n_0\left[\left(\frac{i_z}{i_k}\right) - 1\right]}{i_z - 1} \tag{4-70}$$

式中，n_0、n_b、n_p 分别为主动件、被动件、制动件的转速；i_k 为构件K被制动($n_k = 0$)时变速器的传动比；i_p 为构件P被制动($n_p = 0$)时行星式变速器的传动比($i_p = -n_b / n_0$)；i_z 为非工作挡传动比。

例如，要设计一个三进($i_{F1} = 3.45$、$i_{F2} = 1.83$、$i_{F3} = 1$)三退($i_{R1} = -2.85$、$i_{R2} = -1.5105$、$i_{R3} = -0.815$)的行星式变速器，变速器输入转速为 n_0。

如果变速器采用前(传动比为3.45和−2.85)、后(传动比为1、0.53、0.286)两组变速机构串联组成，则由式(4-70)得

前组变速机构的制动器摩擦片间的最大相对转速为

$$n_q = \frac{n_0\left(\frac{3.45}{-2.85} - 1\right)}{3.45 - 1} = -0.9 n_0$$

后组变速机构的制动器摩擦片间的最大相对转速为

$$n_h = \frac{\frac{n_0}{-2.85}\left(\frac{0.53}{0.286} - 1\right)}{0.53 - 1} = -0.637 n_0$$

如果不采用上述串联组成方案，变速器在 $i_{R3}=-0.815$ 挡工作时，$i_{F2}=1.83$ 挡的制动器摩擦片间相对转速最大，由式(4-70)可得最大转速为

$$n_{zk}=\frac{n_0\left(\frac{1.83}{-0.815}-1\right)}{1.83-1}=-3.91n_0$$

一般情况下输入转速 n_0 可以高达 2000r/min，不允许制动器摩擦片间相对转速达 $3.91n_0$。

串联组成型式的缺点在于输入功率经过多个行星排传递，齿轮啮合传动损失的功率相对较大。但设计多个行星排组成的变速器时，为减少行星排和操纵件的数量，从而减小变速器的体积、质量，通常仍应优先选择串联组成型式。

行星变速器的组成型式确定以后，便可以绘制变速器传动简图。

辛普森轮系、美国阿里森行星变速器和拉维娜机构是几种性能优良、结构典型的行星轮系，可以供工程机械行星变速器方案设计时借鉴、参考。

① 辛普森轮系。辛普森轮系是由美国福特汽车公司的 H·W·辛普森发明的一种性能优越的特殊行星变速机构。图 4.31 所示为该轮系传动简图。轮系由一个加长的太阳轮、两个相同的内齿圈和 6 个相同的行星轮构成的两个行星排组成，两行星排对应相同的齿数、模数，使加工大为简化。轮系输入轴 1 两端有花键，左端插入变矩器涡轮花键孔内，右端插入离合器 C_1 缸体的花键孔中，驱动鼓 S 将离合器 C_1 和后内齿圈联系在一起。超越离合器 F_w 对前行星架作单向制动。后行星排的行星架和前行星排的内齿圈相连接，是轮系的输出构件。

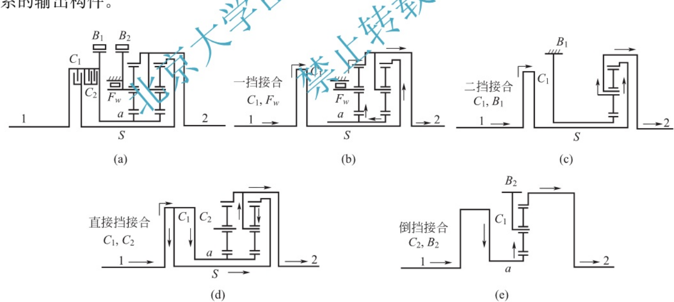


图 4.31 辛普森行星机构传动简图

辛普森轮系共有 7 个旋转构件(1、2、B_1、B_2、C_1、C_2、S)，可以写出 4 个运动学方程式，因此有 3 个自由度，可以获得 3 个前进挡和 1 个后退挡，每获得一个挡位，必须控制两个操纵元件。各挡工作原理和传动比计算介绍如下

$$\begin{cases} n_{B1}+Kn_2-(K+1)n_{j1}=0 \\ n_{B1}+Kn_S-(K+1)n_2=0 \\ n_{C1}=n_1-n_S \\ n_{C2}=n_1-n_{B1} \end{cases} \tag{4-71}$$

式中，n_{B1}、n_{j1}、n_S、n_1、n_2 分别为太阳轮、前行星架、后内齿圈、输入轴、输出轴(前内齿圈与后行星架)的转速；n_{c1}、n_{c2} 为离合器 C_1、C_2 分离时摩擦片的相对转速，离合器接合时转速 $n_{c1}=0$(或 $n_{c2}=0$)。

前进一挡工作时，接合离合器 C_1，$n_{c1}=0$，$n_1=n_S$。此时，前行星架的转向与超越离合器 F_w 的转向相反，F_w 对前行星架作单向制动，使 $n_{j1}=0$，传动简图如图 4.31(b)所示。联立式(4-48)中两个特性方程式，得到前进一挡的传动比

$$i=\frac{n_1}{n_2}=\frac{n_S}{n_2}=\frac{2K+1}{K} \tag{4-72}$$

前进二挡工作时，接合离合器 C_1 和制动器 B_1，使 $n_{c1}=0$，$n_1=n_S$，$n_{B1}=0$。此时超越离合器 F_w 空转，前行星排不起作用，运动经后行星排的行星架输出，传动简图如图 4.31(c)所示。由后行星排特性方程式得到前进二挡的传动比

$$i=\frac{n_1}{n_2}=\frac{n_S}{n_2}=\frac{K+1}{K} \tag{4-73}$$

前进三挡(直接挡)工作时，接合离合器 C_1、C_2，使 $n_{B1}=n_1=n_S$，运动由后行星排的行星架输出，超越离合器 F_w 空转，传动简图如图 4.31(d)所示。由后行星排特性方程式得到前进三挡的传动比

$$i=\frac{n_1}{n_2}=1 \tag{4-74}$$

后退挡工作时，接合离合器 C_2 和制动器 B_2，使 $n_{c2}=0$，$n_1=n_{B1}$，$n_{B2}=0$。运动从后行星排的内齿圈输入，经太阳轮和前行星排的行星轮，然后从前行星排的内齿圈输出，传动简图如图 4.31(e)所示。由前行星排特性方程式得到后退挡的传动比

$$i=\frac{n_1}{n_2}=-K \tag{4-75}$$

② 美国阿里森行星变速器。阿里森行星变速器是在辛普森轮系的基础上增加一个行星排和一个制动器，可以获得 4 个前进挡和 1 个后退挡。与相同挡数的行星变速器相比，其结构紧凑，行星排数量少。阿里森 AT-540 型和 AT-640 型液力机械变速器均被用于中型货车上。图 4.32 所示为阿里森 AT-540 型液力机械变速器简图。

③ 拉维娜机构。如图 4.33 所示，拉维娜机构由两个行星排组合而成，其中一个行星排为单行星轮，另一个行星排为双行星轮。采用两个离合器和两个制动器，可以输出 3 个前进挡和 1 个后退挡。其特点是结构紧凑，构件少。因此，国外轿车的液力机械变速器不少采用拉维娜机构。但与辛普森轮系相比，其结构较复杂，传动效率略低。

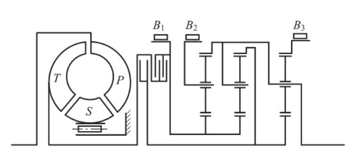


图 4.32 阿里森 AT-540 型液力机械变速器简图

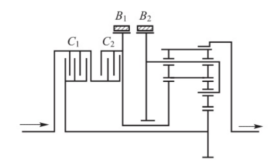


图 4.33 拉维娜行星机构简图

（2）将总体设计所确定的变速器各挡传动比，代入前述行星机构各挡传动比计算方程式中，得到一个传动比方程组，求解该方程组，求得各特性参数 K_1，K_2，…，K_n。

（3）根据所求得的特性参数 K_1，K_2，…，K_n 和同心条件、装配条件、相邻条件，确定各行星排的最小齿轮、太阳轮、内齿圈及行星轮的齿数。

（4）根据所选配的齿数，计算各特性参数 K_1，K_2，…，K_n、变速器各挡传动比、各挡工作时行星排各构件转速以及闭锁离合器中主、被动片间的相对转速等精确值，并将各值列成变速器运动学参数表。

（5）进行变速器动力学计算，求出各挡工作时各构件的转矩、各挡传动效率、闭锁离合器和制动器的摩擦力矩，并将各值列成变速器动力学参数表。

（6）根据计算所得的有关转矩和转速，对闭锁离合器、制动器和控制油缸进行结构设计。

（7）绘制变速器结构草图，确定各零件主要尺寸，并对其进行强度和寿命计算。

（8）设计变速器的操纵系统。

（9）绘制变速器的装配图与零部件图，编写相关技术文件。

3. 行星式变速器类比法设计示例

以 TY－320 型推土机行星式变速器设计为例。总体设计要求该变速器有传动比为 $i_{F1}=3.5$、$i_{F2}=1.8$、$i_{F3}=1$ 的 3 个前进挡和传动比为 $i_{R1}=-0.83i_{F1}$、$i_{R2}=-0.83i_{F2}$、$i_{R3}=-0.83i_{F3}$的 3 个后退挡。变速器的输入转速为 n_0、输入转矩为 T_0，变速器的输出端设一级减速，速比为 $i_S=0.828$。

（1）确定行星排的数量和组成方式。参考国内外推土机行星式变速器多采用前、后两个行星机构串联组成，并且多数由前行星机构控制传动系的运动方向，后行星机构实现高、中、低速换挡。因此 TY320 型推土机行星式变速器选择前后各两个行星排的两个行星机构串联组成。为简化结构，在后行星排中设置闭锁离合器以获得直接挡。

（2）确定各行星排特性参数的初始值。设前行星机构前进挡与后退挡的传动比分别为 i_F 和 i_R，后行星机构的高、中、低挡的传动比分别为 i_1、i_2 和 i_3，根据前后行星机构的组成方式，可以写出变速器各挡传动比

$$i_{F1}=i_Fi_1=3.5 \qquad i_{R1}=i_Ri_1=-0.83i_{F1}=-2.905$$
$$i_{F2}=i_Fi_2=1.8 \qquad i_{R2}=i_Ri_2=-0.83i_{F2}=-1.494$$
$$i_{F3}=i_Fi_3=1 \qquad i_{R3}=i_Ri_3=-0.83i_{F3}=-0.83$$

令 $i_1=1$，即后行星机构第一挡为直接传动挡，从以上各式可以求得前后行星机构的传动比

$$i_F=i_{F1}/i_1=3.5 \qquad i_R=i_{R1}/i_1=-2.905$$
$$i_2=i_{F2}/i_F=1.8/3.5=0.514 \qquad i_3=i_{F3}/i_F=1/3.5=0.286$$

根据算出的传动比 i_F、i_R、i_1、i_2、i_3 查阅单、双排行星传动方案表 4－4、表 4－5 得知：为使前行星机构满足 $i_F=3.5$，$i_R=-2.905$，可以选择将前进(1)和后退(3)两者并联。因后退(3)方案中为双行星，故前两行星排中必有一个行星排为双行星；后行星机构为实现 $i_1=1$、$i_2=0.514$、$i_3=0.286$，可以选择前进(3)、前进(7)和前进(5)的方案，其中前进(3)和前进(7)可以由后行星机构中的一个行星排输出，而前进(5)则需由后行星机构中的两个行星排串联输出。将前、后两个行星机构串联组合，可以拟出如图 4.34 所示的行星式变速器传动简图。

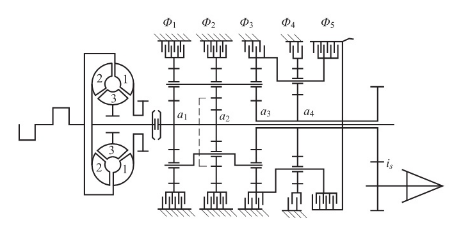


图 4.34　TY－320 履带式推土机行星式变速器传动简图

(3) 运用单、双排行星传动方案表导出变速器各挡的传动比公式，并参照相应的方案效率曲线，初步估算各挡的传动效率，然后分析比较传动简图的优、缺点。

(4) 确定各行星排的特性参数 K_1，K_2，K_3，K_4。将已知变速器各挡传动比代入其相应的计算公式，得到各行星排的特性参数方程组

$$i_{F1}=1+K_1=3.5 \qquad i_{F2}=\frac{(1+K_1)(1+K_3+K_4)}{(1+K_3)(1+\alpha K_4)}=1.8 \qquad i_{F3}=\frac{1+K_1}{1+K_3}=1$$

$$i_{R1}=1-K_2=-2.905$$

解联立方程组，即可得到各行星排的特性参数的设计初选值

$$K_1=2.5,\quad K_2=3.095,\quad K_3=2.5,\quad K_4=2.125$$

根据行星齿轮的配齿条件和零件的工艺性要求(如取各行星排内齿圈齿数相等)，适当调整 K_1、K_2、K_3、K_4 的初选值，得到 K_1、K_2、K_3、K_4 的确定值和各行星排齿轮的齿数。

4. 行星式变速器主要零部件的设计

行星式变速器主要零部件的设计包括确定行星排各齿轮齿数和换挡执行元件的设计。

1) 行星排各齿轮齿数和齿轮的配齿条件

(1) 齿轮的配齿条件。各行星排齿轮的齿数不仅要满足传动比要求，而且还必须满足相应的配齿条件，即同心条件、装配条件和相邻条件。

① 同心条件。同心条件仅适用于具有圆柱齿轮的单行星传动机构，其几何意义是：当行星传动的每个行星轮与两个或两个以上的中心轮(太阳轮和内齿圈)啮合时，为保证安装与传动要求，各中心齿轮的齿数必须满足行星轮与中心轮的中心距(行星轮与太阳轮的中心距 A_{tx}、行星轮与内齿圈的中心距 A_{qx})都相等的要求，即

$$A_{tx}=A_{qx} \tag{4-76}$$

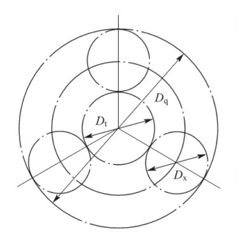


图 4.35　行星传动同心条件示意图

同心条件如图 4.35 所示，D_t、D_q、D_x 分别表示太阳轮、齿圈和行星轮的节圆直径，当采用标准齿轮或高变位齿轮传动时，同心条件可以用式(4－77)表示

$$\left.\begin{aligned} &D_q-D_t=2D_x \\ &m(Z_q-Z_t)=2mZ_x \\ &Z_x=(Z_q-Z_t)/2 \end{aligned}\right\} \tag{4-77}$$

但为了改善结构强度，有些行星传动采用角度变位齿轮，其齿数不完全受该同心条件的限制，此时行星轮的实际齿数 Z_x^* 少于计算齿数 Z_x，其差值范围为一个齿。

② 装配条件。以行星齿轮在齿圈中均匀分布的单排行星机构为例，说明行星排的装配条件。在图4.36中，设行星轮的个数为 q_0，则相邻的两行星齿轮中心与太阳轮中心连线的夹角 $\theta_j=360^\circ/q_0$。先在图4.36中行星齿轮2的位置装入行星齿轮1，则太阳轮上 A 齿的中心线、行星轮下方齿槽 B 和上方齿 C 的中心线、内齿圈的齿槽 D 的中心线，四线重合。假设内齿圈不动，而将行星架顺时针转动 θ_j 角，行星齿轮1也随着转到图示的位置，为了在原装入行星齿轮1的位置，用同样的方法装入图示的行星齿轮2，就必须在行星架顺时针转动 θ_j 角的同时，使太阳轮转过的角度 $\theta_t(\theta_t=360^\circ-\theta_j)$ 所对应的齿数 N 为整数，即 $\theta_t/N=360^\circ/Z_t$，否则，行星齿轮2无法与太阳轮正确啮合，如图4.37所示。

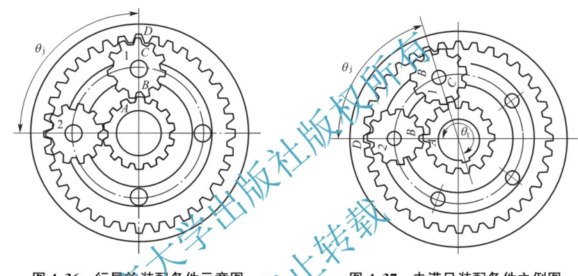


图4.36 行星轮装配条件示意图　　图4.37 未满足装配条件之例图

其他行星齿轮的安装也必须满足同样的条件。通过将行星排运动学特性方程对时间积分，可以得到图4.38中太阳轮和齿圈与行星架转动角度之间的关系

$$\theta_t \pm K\theta_q-(1\pm K)\theta_j=0$$

将 $\theta_q=0$，$\theta_t=360^\circ N/Z_t$，$K=Z_q/Z_t$ 代入上式，得

$$\theta_j=\frac{360^\circ}{Z_q\pm Z_t}N \tag{4-78}$$

式(4-78)即为行星机构装配条件表达式，说明要满足装配条件，行星排中两行星轮之间的夹角 θ_j 必须为 $\frac{360^\circ}{Z_q\pm Z_t}$ 的整数倍。式中“+”“-”号分别适用于单行星轮和双行星轮传动。为使行星传动机构中各构件所受径向力平衡，行星轮有均匀布置和对称非均匀布置两种型式。当 C 个行星齿轮均匀布置时，$\theta_j=360^\circ/C$，由式(4-78)可得其装配条件

$$\frac{Z_q+Z_t}{C}=N \tag{4-79}$$

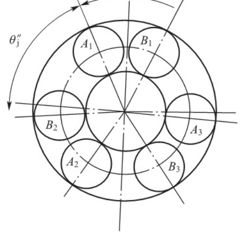


图4.38 对称非均匀分布的行星轮布置图

当有 $2C$ 个行星齿轮平均分成两组对称非均匀布置时，即如图4.38所示，齿轮 A_1、A_2、A_3 为一组均匀布置，齿轮 B_1、B_2、B_3 为另一组均

匀布置，其装配条件除每组行星轮都必须满足式(4-79)(此时式中 C 应为各组行星轮的数量)外，还必须使两组均布行星轮所错开的角度 θ'_j、θ''_j 满足

$$\theta'_j=\frac{360^\circ}{Z_q+Z_t}N' \tag{4-80}$$

或

$$\theta''_j=\frac{360^\circ}{Z_q+Z_t}N'' \tag{4-81}$$

式中，N'、N''均为整数。

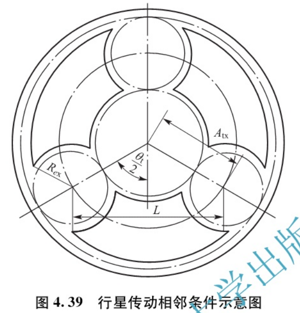


图 4.39　行星传动相邻条件示意图

③ 相邻条件。相邻条件的含义是相邻两行星轮之间必须有一定的间隙。对于单行星传动，相邻两行星轮的中心距 L 大于其两齿顶圆半径之和。如图 4.39 所示，满足相邻条件的公式为

$$2A_{tx}\sin\frac{\theta_j}{2}>D_{ex} \tag{4-82}$$

实际应用中的相邻条件一般为

$$2A_{tx}\sin\frac{\theta_j}{2}-D_{ex}>5\sim8\ (\text{mm}) \tag{4-83}$$

(2) 确定行星排各齿轮齿数的步骤如下。

① 根据同心条件确定行星排中最小的齿轮。对于单行星轮齿圈式行星机构，由同心条件：$2Z_x=Z_q-Z_t=Z_t(K-1)$可以得到判断最小齿轮的鉴别公式

$$\frac{Z_x}{Z_t}=\frac{K-1}{2} \tag{4-84}$$

当 $K>3$ 时，$(K-1)/2>1$，$Z_t<Z_x$，故太阳轮最小；当 $K<3$ 时，$(K-1)/2<1$，$Z_x<Z_t$，故行星轮最小。

为避免轮齿根切，最小齿轮的齿数不应少于 14～17。此外，最小齿数的确定还应兼顾齿轮在轴或轴承上的装配要求。但对于双行星轮齿圈式行星机构，最小齿轮的确定与以上原则无关。

② 根据装配条件确定行星机构中其他齿轮的齿数。给定最小齿轮的齿数后，可以应用以下方法直接配齿。

对于单行星传动，当行星轮均布时，各齿轮之间的关系满足

$$Z_t:Z_x:Z_q:N=Z_t:\frac{Z_t(K-1)}{2}:Z_tK:\frac{Z_t(K+1)}{C} \tag{4-85}$$

根据已知参数 Z_t、N、K、C 和式(4-85)，便可以确定行星排中其他各齿轮的齿数。

当行星轮对称非均布时，其中具有均布关系的行星轮组，仍应根据式(4-85)确定未知齿轮的齿数；而对具有对称关系的行星齿轮，为了满足均布行星轮间夹角 θ_j 的条件，则需同时根据式(4-85)和式(4-86)确定各未知齿轮的齿数

$$Z_t:Z_x:Z_q:N'=Z_t:\frac{Z_t(K-1)}{2}:Z_tK:\frac{Z_t\theta_j(K+1)}{360^\circ} \tag{4-86}$$

对于双行星传动，当行星轮均布时，根据已知参数 Z_t、N、K、C 和式(4-87)便可以

确定行星排中各未知齿轮的齿数

$$Z_t : Z_q : N = Z_t : Z_t K : \frac{Z_t(K-1)}{C} \tag{4-87}$$

当行星轮对称非均布时，对于其中具有均布关系的行星轮组，为满足均布行星轮间夹角 θ_j 的条件，应同时根据式(4－87)和式(4－88)确定各未知齿轮的齿数

$$Z_t : Z_x : Z_q : N' = Z_t : \frac{Z_t(K-1)}{2} : Z_t K : \frac{Z_t \theta_j (K-1)}{360°} \tag{4-88}$$

一般为简化加工工艺，提高产品的制造工艺性，通常将各齿圈的齿轮取相同的值。

能实现所给定的一组传动比的行星机构通常有多种，设计时，一般应先列出所有满足传动比要求的全部方案，再对行星传动机构的转速、传动效率、制动件的载荷、结构可能性、紧凑性及加工工艺性等进行分析、比较、筛选，最后选定满足各方面要求的最佳传动方案。

2) 行星排各齿轮模数和行星齿轮数量的确定

为提高产品的制造工艺性，同一变速器中各行星排的齿轮可以选取同一模数，现代各种车辆变速器的行星齿轮多采用模数 $m=1.5 \sim 4.5$，啮合角 $\alpha=18° \sim 25°$ 的直齿传动。一般为提高外啮合齿轮传动的承载能力，常采用角变位齿轮，使太阳轮与行星轮的啮合角增大到 $22° \sim 26°$，内齿圈与行星轮的啮合角为 $15° \sim 23°$。行星齿轮的数量一般取 3～4 个，并使各行星齿轮沿圆周均布或采用对称非均匀布置，以平衡机构的径向载荷。

3) 换挡执行元件的设计

行星式变速器的换挡执行元件包括离合器、制动器和锁止离合器。目前普遍采用圆盘式多摩擦片结构，两者的工作原理基本相同，设计方法相似，此处仅介绍换挡离合器和锁止离合器扭矩容量的确定，其他可以参见主离合器和定轴式动力换挡变速器设计等相关内容。

(1) 换挡离合器扭矩容量。换挡离合器扭矩容量 M_c 包括由发动机经液力变矩器传入的扭矩 M_i 和由发动机及传动系旋转质量(等效)惯性所引起的惯性扭矩 M_j 两部分，即

$$M_c = M_i + M_j \tag{4-89}$$

其中 $$M_i = M_e \lambda i,\ M_j = J \varepsilon \lambda$$

式中，M_e 为发动机的输出转矩；λ 为变矩器的实际变矩系数；i 为变速器输入轴到换挡离合器所在轴之间的传动比；J 为发动机及传动系旋转质量由实验得出的惯性矩；ε 为角加速度或角减速度。

(2) 锁止离合器的摩擦力矩。行星排的三个构件中，若有两个构件的转速相等，第三个构件的转速也必然与这两个构件的转速相等，称为行星排的锁止特性。锁止离合器就是利用这一特性将其中两个构件锁止在一起，以获得传动比为 1 的直接挡。当需锁止的两构件中的从动构件被制动不转时，锁止离合器主、从动部分的相对转速就等于该离合器在变速器空挡时的相对转速，主、从动部分滑磨所消耗的功率应等于变速器在第 i 挡时输入的全部功率。即

$$M_i n_i = M_c n_c,\ M_c = \frac{n_i}{n_c} M_i$$

式中，n_i、M_i 为 i 挡时主动构件的转速和转矩；M_c、n_c 为 i 挡时锁止离合器的摩擦力矩和主、从动部分的相对转速。

锁止离合器的布置不同，其主、从动部分的相对转速和摩擦力矩也不同。假定锁止离

合器布置在行星排构件 A 和 B 之间，根据两构件的运动输入、输出状态不同，锁止离合器的摩擦力矩有以下 3 种不同的计算方法。

① 当两构件中有一构件(如构件 B)为输入构件时

$$M_c=\frac{n_i}{\frac{i_A}{i_A-1}n_i}M_i=\frac{i_A-1}{i_A}M_i \tag{4-90}$$

② 当两构件中有一构件(如构件 B)为输出构件时

$$M_c=\frac{n_i}{\frac{n_i}{i_A-1}}M_i=(i_A-1)M_i \tag{4-91}$$

③ 当两构件中一个为输入件，另一个为输出件时

$$M_c=M_i \tag{4-92}$$

5．行星式变速器零件强度的计算特点

行星式变速器齿轮强度计算，可参照定轴式齿轮传动进行，计算时应该考虑以下几点。

(1) 由于行星传动采用了若干个行星轮，虽然理论上各轮平均分配负荷，但实际上由于行星架与各齿轮的制造偏差，每一行星轮的负荷是不一样的。太阳轮(或齿圈)节圆上的圆周力 F_t 可以计算如下

$$F_t=\frac{\Omega}{C}\cdot\frac{2000M_t}{D_t} \tag{4-93}$$

式中，F_t 为太阳轮所承受转矩(N·m)；D_t 为太阳轮的节圆直径(mm)；C 为行星轮数量；Ω 为载荷不均匀系数，其值与行星轮数目、各构件加工精度、刚度等因素有关，对于齿圈、太阳轮、行星架浮动的行星轮系，$\Omega=1.1\sim1.15$。

(2) 行星传动齿轮许用应力计算中，行星轮按对称循环，太阳轮按脉动循环。其循环次数按相对行星架运动的啮合次数计算。

(3) 行星轮轴承计算中，应取内环与外环的相对转速作为计算转速并考虑离心力的影响。这是因为行星架旋转时，行星轮的质量(也包括轴承的一部分质量)引起的离心力，也作用在行星轮的轴承上，故计算时应取轴承传递的圆周力与离心力的合力为工作负荷。

4.6 无级变速器

无级变速器(CVT)技术的发展已有 100 多年的历史，德国奔驰汽车公司早在 1886 年就将 V 形橡胶带式 CVT 安装到该公司生产的汽油机汽车上。后来，汽车研究人员将液力变矩器集成到 CVT 系统中，主、从动轮的夹紧力由电子装置进行控制，在 CVT 中采用节能泵，传动带使用金属带代替传统的橡胶带。进入 20 世纪 90 年代，汽车界对 CVT 技术的研究开发日益重视，再加上全球科技的迅猛发展，使得新的电子技术与自动控制技术不断被采用到 CVT 中。

CVT 具有以下优点。

(1) 省油。CVT 可以在相当宽的范围内实现无级变速，从而获得传动系与发动机工况的最佳匹配，提高了整车的燃油经济性。

（2）驾驶平顺性好，无“顿挫”。由于CVT的速比变化是连续不断的，所以汽车的加速或减速过程非常平缓，而且驾驶非常简单、安全，从而使用户获得全方位的“行驶乐趣”。

（3）排放好。CVT的速比工作范围宽，能够使发动机以最佳工况工作，从而改善了燃烧过程，降低了废气的排放量。

（4）节约成本。CVT的技术含量和制造难度都要比MT(机械变速器)高，与AT(自动变速器)相仿。CVT系统结构简单，零部件数目比AT少40％左右，整车的质量因而也有所减轻。一旦汽车制造商开始大规模生产，CVT的成本将会比AT降低。

近年来，人们也尝试将无级变速技术应用到工程机械上。无级变速器主要有以下几种型式。

1）摩擦式CVT

摩擦式CVT靠旋转体间的接触摩擦力来传递动力，通过改变输入、输出的作用半径，连续地改变传动比。输出盘沿输出轴连续滑动，连续改变输入作用半径 r_o，则获得了无级变化的传动比。摩擦式CVT由输入、输出锥盘及对称布置的传力滚轮组成，改变滚轮和锥盘的相对角度，则连续地改变输入、输出盘的作用半径 r_o、r_o，传动比相应的无级变化。金属带式CVT也属于摩擦式CVT，它由V形槽的主动轮、从动轮及传动带构成。主、从动轮均为组合结构，一端固定，另一端可轴向滑动。调节两带轮活动端的轴向作用力，传动带即在主、从动轮间径向移动，主从动轮的作用半径发生变化，无级地改变传动比(图4.40)。

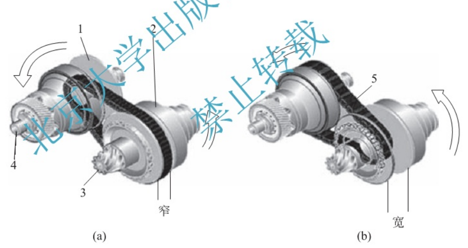


图4.40 摩擦式CVT

1—锥盘；2—传力滚轮；3—输出轴；4—输入轴；5—传动带

2）电传动式CVT

电传动式CVT由发电机、控制系统和牵引电动机组成，其变速原理为：控制系统调制发电机输出的电压、电流或频率，然后输送给电动机，连续改变输出转速和力矩，以获得无级的传动比。

3）滑动离合器式CVT

这类无级传动是通过离合器“打滑”实现传动比的改变的，结构比较简单，但离合器发热量大、效率低、磨损严重。而增加挡位数和离合器数，会使离合器打滑量减少，系统效率虽有所提高，但结构复杂程度相应增加。

4）静液传动式CVT

液压传动中实现无级变速的方式主要有两种，即节流变速型和容积变速型。节流变速

存在较大的溢流损失，效率较低，因此通常采用的是容积变速型。

4.7 万向节和传动轴设计

在行走式机械的底盘中，万向节传动装置主要用于以下几个方面的动力传递。

(1) 两根轴之间的距离较远，而且相对位置可能变化的时候，如汽车、装载机的变速器与驱动桥。

(2) 两根轴之间的夹角变化的时候，如转向驱动桥的半轴与驱动轮。

(3) 理论上两轴之间是同轴的，但为了弥补制造过程中的各种误差，便于装配，如推土机的主离合器或液力变矩器与变速器之间的连接。

常见的万向节分为普通十字轴万向节和等角速万向节两大类。一般来说，十字轴万向节可以用于各种场合，而等角速万向节只能用于前述的第二种情况。

4.7.1 万向节传动的设计要求

(1) 在所连接两轴的相对位置预定的变化范围内，都能可靠地传递运动和动力。

(2) 所连接的两轴都有均匀的转速。当采用单个十字轴万向节传动时，应使输出轴转速不均匀度及由此产生的附加动载在允许的范围内。

(3) 效率高，经久耐用，而且质量轻、结构简单、制造维修方便。

4.7.2 十字轴万向节

1. 十字轴万向节的构造和原理

1) 结构

图 4.41 所示为十字轴万向节传动轴结构图。万向节叉 1 与输入轴用 4 个螺栓相连接。万向节叉 1 和滑动叉 10 上的两对孔通过四套滚针轴承分别与十字轴 6 的两对轴颈相铰接。这样，当主动轴转动时，从动轴既可随之转动，又可绕十字轴中心在任意方向摆动。为了防止轴承在离心力的作用下被甩出，万向节叉上用轴承盖 8 固定滚针轴承的套筒 5。为了

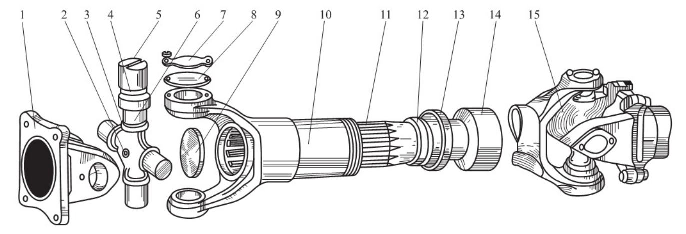


图 4.41 万向节传动轴总成

1—万向节叉；2—安全阀；3—油封；4—滚针；5—套筒；6—十字轴；7—螺栓锁片；8—轴承盖；9—滑动叉堵盖；10—滑动叉；11—花键轴；12—滑动叉油封；13—油封盖；14—传动轴；15—黄油嘴

润滑轴承，十字轴做成空心的，并在轴端开有润滑油道通向轴颈。在十字轴的轴颈上套着带金属座圈的毛毡油封3，以防止润滑油流失或灰尘进入轴承。通过黄油嘴15可以向轴承加油，当油压过高时，安全阀2打开，防止油封损坏。

2）运动学分析

图4.42所示为十字轴万向节传动原理示意图。图4.42(a)所示为主动叉1上的十字轴在垂直位置时的状态，设主动轴以角速度ω_1匀速转动，A点绕主动叉的速度v_{A1}为

$$v_{A1}=\omega_1 r$$

式中，r为十字轴旋转半径，$r=OA=OB$。

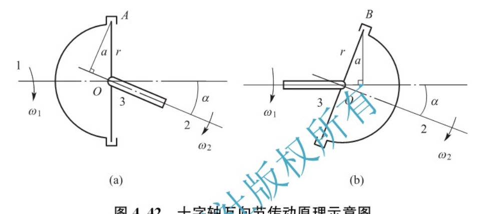


图4.42　十字轴万向节传动原理示意图

1—主动叉；2—从动叉；3—十字轴

设从动轴以角速度ω_2转动，A点绕从动叉的速度v_{A2}为

$$v_{A2}=\omega_2 r\cos\alpha$$

由于A点只能有一个速度，显然

$$v_{A1}=v_{A2}$$

即

$$\omega_2=\frac{\omega_1}{\cos\alpha} \tag{4-94}$$

图4.42(b)所示为主动叉1上的十字轴在水平位置状态，这时B点绕输入轴转动的角速度$v_{B1'}$为

$$v_{B1'}=\omega_1 r\cos\alpha$$

B点绕输出轴转动的角速度$v_{B2'}$为

$$v_{B2'}=\omega_2 r$$

即

$$\omega_2=\omega_1\cos\alpha \tag{4-95}$$

由此可见，当主动轴以角速度ω_1匀速转动时，从动轴转动的角速度ω_2是不均匀的，而是在$\omega_1\cos\alpha\sim\omega_1/\cos\alpha$之间变化。由于主动叉每转动180°其上的十字轴出现一次水平状态和一次垂直状态，所以ω_2的变化周期为180°。

一个十字轴只能用于两轴线相交于十字轴中心点的传动，而且两轴之间有夹角时它们的转速不等，因此，通常用两个以上十字轴万向节组成万向节传动装置。最常见的是将两个十字轴万向节成对使用，当一个十字轴减速时另一个实现增速，如图4.43所示。当输入轴与输出轴在同一平面时，传动的等角速条件如下。

(1) 主动轴1与中间轴的夹角 α_1 与从动轴2、中间轴的夹角 α_2 相等。

(2) 当主动轴、从动轴在同一平面时，中间轴两端的万向节叉应该在同一平面。

当主动轴、从动轴不在同一平面时，第(2)条应为：中间轴上和主动轴连接的万向节叉在中间轴和主动轴组成的平面内时，中间轴上和从动轴连接的万向节叉在中间轴及从动轴组成的平面内。

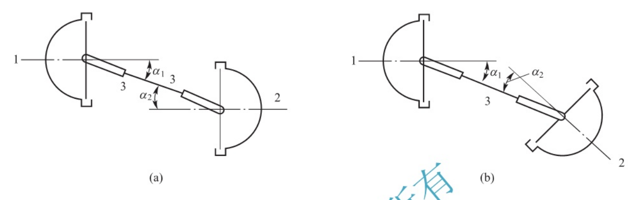


图 4.43　双十字轴传动的等角速布置

1—主动轴；2—从动轴；3—中间轴

3) 动力学分析

以十字轴为脱离体，设主动轴作用于其上的力矩为 M_1，从动轴作用于其上的力矩为 M_2，如果不计转动时的摩擦损失，则

$$M_1\omega_1=M_2\omega_2 \tag{4-96}$$

对于如图4.44(a)所示的情况，由于这时 $\omega_2=\dfrac{\omega_1}{\cos\alpha}$，所以有

$$M_2=M_1\cos\alpha \tag{4-97}$$

明显，在 M_1、M_2 作用下，十字轴不可能处于平衡状态。要使十字轴处于平衡状态，必须使其承受一个力矩 $M_2'=M_1\sin\alpha$，由于 M_2' 是与从动叉的十字轴线垂直的，所以从动叉要承受附加弯矩 M_2'。

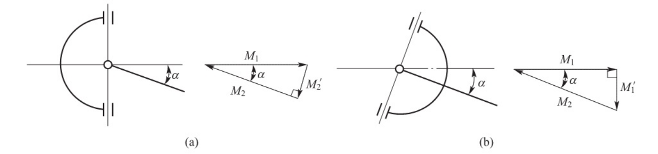


图 4.44　十字轴万向节的动力学分析

同理，对于如图4.44(b)所示的情况，主动叉要承受附加弯矩 $M_1'=M_1\tan\alpha$。

随着主动轴的转动，主动叉承受的附加弯矩在零与 M_1' 之间变化，从动叉承受的附加弯矩在零与 M_2' 之间变化，它们的变化周期都为180°。这些附加弯矩会使万向节轴承受周期变化的径向载荷，当 α 较大时不可忽略。

不难看出，随着 α 的增大，十字轴万向节承受的附加弯矩增大，传动效率、使用寿命会减小，在总体布置时应该尽量减小 α 值。通常 α 应该尽量小于8°，对于重型车辆和铲

土运输机械可以放宽，但不宜超过18°～20°。

2. 铰接式车架万向节的布置

采用铰接式车架的工程机械，在机械直行时，传动轴的中点和车架的铰点O要在一条铅垂线上［图4.45(a)］；输入轴、中间轴、输出轴应该在机器的纵向中心面内。这样，机器转向时，两个十字轴的中心和铰点形成一等腰三角形，该三角形两个底角相等，即$\alpha_1=\alpha_2$［图4.45(b)］。如果偏离这种情况，如图4.45(c)所示，$\alpha_1\neq\alpha_2$，采用双十字轴万向节将不能实现等速。

3. 十字轴的设计计算

1）轴颈弯曲强度

图4.46所示为十字轴受力示意图，轴颈处的弯曲应力为

$$\sigma=\frac{32d_jPs}{\pi(d_j^4-d_k^4)}<[\sigma] \tag{4-98}$$

式中，P为十字轴一个轴颈上的圆周力(N)，$P=M_j/2a$；s为作用力P到十字轴中心的距离(mm)；d_j为十字轴轴颈的直径(mm)；d_k为十字轴油孔的内径(mm)；$[\sigma]$为十字轴许用弯曲应力(MPa)。

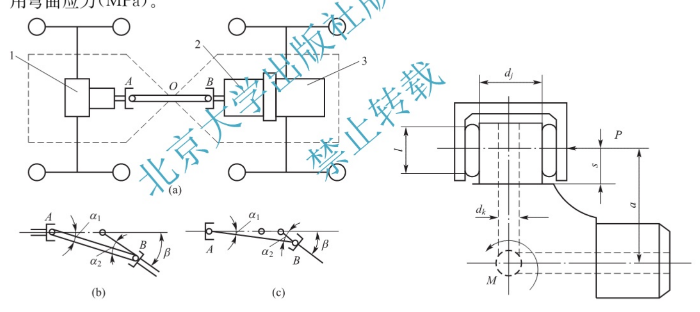


图4.45 铰接式车架万向节的布置

1—驱动桥；2—变速器；3—发动机

图4.46 十字轴受力示意图

十字轴通常用合金结构钢(如20MnVB、20CrMnTi、20Cr等)模锻制成，表面渗碳淬火。硬度为HRC58～63，心部硬度为HRC33～48。最好进行表面喷丸处理。在上述条件下，$[\sigma]$可取450MPa。

2）滚针接触强度

滚针接触强度按式(4-99)计算

$$\sigma_c=272.3\sqrt{\left(\frac{1}{d_j}+\frac{1}{d_z}\right)\frac{Q}{l}}<[\sigma_c] \tag{4-99}$$

式中，σ_c为接触应力(MPa)，$[\sigma_c]=3000\sim3200$MPa；l为滚针有效工作长度(mm)；Q为每个滚针的负荷(MPa)，$Q=4.6P/z$；z为每个轴承的滚针数；d_z为滚针直径(mm)。

3）滚针轴承的承载能力

滚针轴承的最大载荷 P_{max} 为

$$P_{max}=P/\cos\alpha<[P]$$

$$[P]=79\frac{zld_z}{\sqrt[3]{n}} \tag{4-100}$$

式中，α 为十字轴两边轴的夹角；n 为传动轴的转速(r/min)；[P] 为滚针轴承上的许用作用力(N)。

实际工程机械设计中，为了减少成本应该尽量选用汽车十字轴。表 4－7 为几种常见十字轴总成的参数。

表 4－7　几种常见的十字轴总成的参数

车　　型	*D*/mm	*L*/mm
解放 CA141	39	118
跃进 NJ130	35	98
黄河 JN162	50	135
北京 BJ130C	32	93
东风 EQ153	47	140
红岩玛斯 525KH	62	149
柳州 LZ110	20	55

4.7.3　等角速万向节

在使用转向驱动桥的轮式机械上，转向驱动轮的偏转角通常较大，达 35°～40°，车桥的空间一般不足以布置两个十字轴，这时就用到了等角速万向节。常见的等角速万向节有球笼式、球叉式、双联式和三销式等。

1. 球笼式等角速万向节

球笼式和球叉式等角速万向节的原理如图 4.47 所示，工作时的作用力是通过几个钢球从一个万向节叉传到另一个万向节叉，通过设计两边万向节叉的结构，实现无论 α 怎样变化，这些钢球始终位于两轴夹角的等分面上。这样一来，两轴之间的传动就像一对齿数相同的锥齿轮啮合传动，啮合点为 P，实现角速度相等。

球笼式等角速万向节的结构如图 4.48 所示，它是由外滚道 3、内滚道 6、球笼 5、钢球 4 等组成。其中钢球 4 共有 6 个，均布在球笼 5 上。内滚道 6 的半径 R_1，中心在 B 点(图 4.48)，外滚道 3 的半径 R_2，中心在 A 点；球笼 5 的中心在 O 点。内滚道的大径也是以 O 为中心的球体，与球笼的内径相同；外滚道的小径也是以 O 为中心的球体，与球笼的外径相同。这样，内外滚道和球笼只能以 O 为中心作相对运动，如果运动的过程中内滚道迫使上面的钢球向外滚动，则球笼迫使下面的钢球向内滚动，合理设计几何尺寸后可以实现钢球的运动轨迹位于 $\alpha/2$ 平面内。

球笼式等角速万向节磨损小，由于工作时同时有 6 个钢球传递动力，故承载能力、寿命较球叉式高，并且能在夹角 35°～42°下传力，适用于重型车辆。

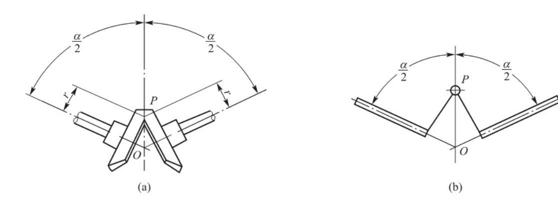


图 4.47 球式等速万向节原理图

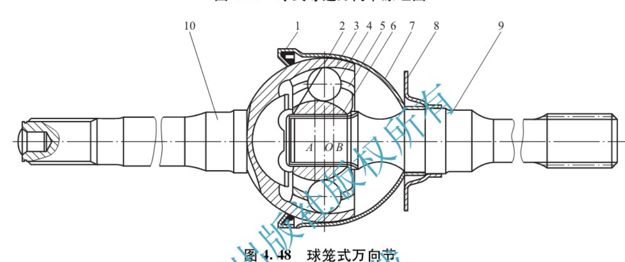


图 4.48 球笼式万向节

1—密封圈；2—弹簧挡圈；3—球形壳(外滚道)；4—钢球；5—保持架(球笼)；
6—星形套(内滚道)；7—外罩；8—防尘罩；9—输入轴；10—输出轴

2. 球叉式等角速万向节

球叉式等角速万向节(图 4.49)的主动叉 6 和从动叉 1 上各有 4 个弧形凹槽，主从动叉装配后形成 4 条滚道，每条滚道内装一个传力钢球 5。主动叉上的滚道在以 O_1(图 4.50)为中心的球面上，从动叉上的滚道在以 O_2 为中心的球面上，两个球面的直径相等，而且 $O_1O=OO_2$。当主从动叉作相对运动时，4 个传力钢球必然位于两球面相交圆上，也就是主从动轴夹角的平分面上。

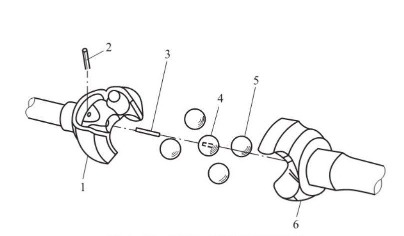


图 4.49 球叉式等角速万向节

1—从动叉；2—锁止销；3—定位销；4—定位球；
5—传力钢球；6—主动叉

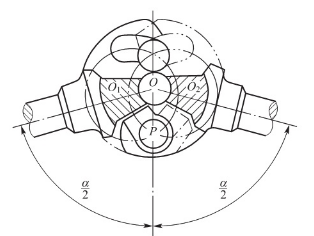


图 4.50 球叉式等角速万向节原理

为了工作时保证 $O_1O=OO_2$，在两个万向节叉中间装有一定位球 4，用定位销 3 和锁止销 2 将定位球固定于一球叉中。工作时在传力球与滚道之间应施加一定的预紧力以保证定位球与两传动叉紧密接触。

这种等角速万向节结构简单，零件少，两轴之间的夹角可达 32°～33°。但由于它工作时仅有两个钢球传力，另两个钢球在反向转动时才传递动力，故接触应力大，磨损快，寿命短，而且滚道的工艺较复杂。

3. 双联式等角速万向节

图 4.51(a)所示为双联式等角速万向节原理图。可以看出，双联式等角速万向节是将双十字轴万向节的传动轴缩短为一个中间架后形成的。为了满足等角速条件 $\alpha_1=\alpha_2$，有的还在一个轴头上制作球头 8，在另一个轴端部的孔内安装球座 9，为了保证球座 9 始终与球头 8 接触，采用弹簧 11 将球座压在球头上，这样两轴之间就成为球铰相连。当两轴之间相对摆动时，球铰中心与两个十字轴中心近似成为一个等腰三角形，α_1、α_2 为三角形的底角，近似满足等速条件。

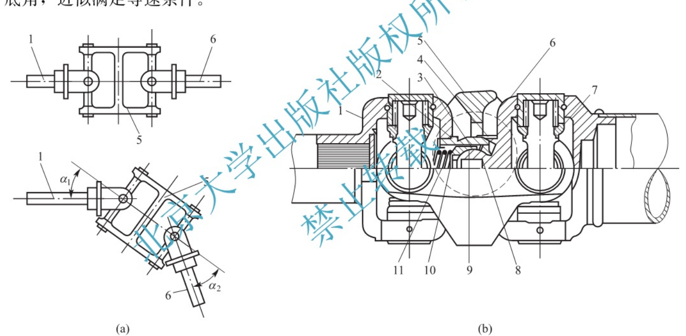


图 4.51　双联式等角速万向节

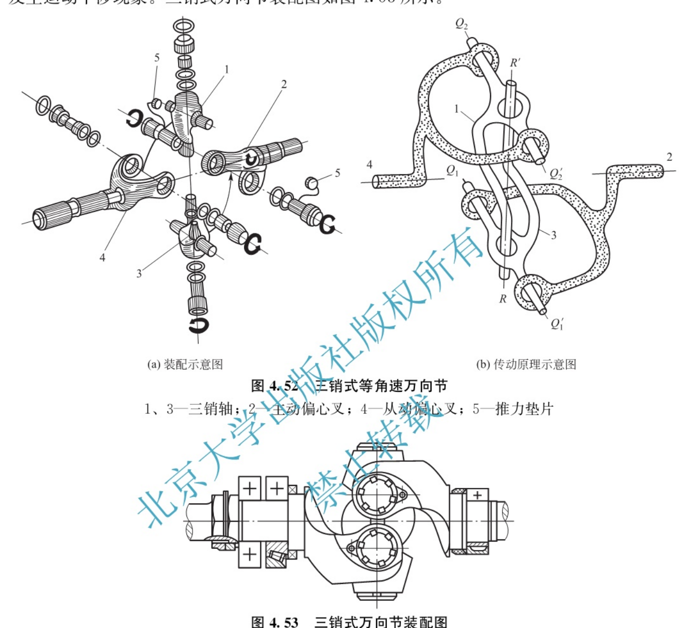
1、6—万向节叉；2—支承套；3—衬套；4—防护圈；5—双联叉(中间架)；7—油封；8—球头；9—球座；10—垫圈；11—弹簧

双联式万向节的主要优点是允许两轴间的夹角大(一般可达 50°)，轴承密封好，效率高，工作可靠，加工方便；其缺点是外形尺寸较大，结构复杂，零件数目多而且非完全等速等。另外，由于双联式十字轴万向节滚针轴承的挤压应力受到限制，因此它传递的转矩受到一定限制。

4. 三销式等角速万向节

三销式等角速万向节是双十字轴万向节的另一种转化形式(图 4.52)，它将两个十字轴转化为两个三销轴 1、3 插在一起，取消了中间架。输入叉和输出叉变成了偏心轴叉 2、4。图 4.52(b)所示为传动原理示意图。由于它的输入销轴线 $Q_1Q'_1$ 与输出销轴线 $Q_2Q'_2$ 都不在传动轴线上，工作时应该使 $Q_1Q'_1$、$Q_2Q'_2$ 中的一条在其轴线方向有少量运动。在与从动偏

心轴叉4相连的三销轴1的两个轴颈端面和轴承座之间装有推力垫片5。其余各轴颈端面均无推力垫片，且端面与轴承座之间留有较大空隙，以保证在转向时三销轴与万向节不致发生运动干涉现象。三销式万向节装配图如图4.53所示。



(a) 装配示意图　　(b) 传动原理示意图

图4.52　三销式等角速万向节

1、3—三销轴；2—主动偏心叉；4—从动偏心叉；5—推力垫片

图4.53　三销式万向节装配图

4.7.4　传动轴

传动轴的作用是传递转矩，许多机械(如汽车、装载机等)工作时驱动桥壳相对于机架是有运动的，这就要求从变速器到驱动桥的传动轴工作时的长度是能自动变化的。为了实现这种功能，传动轴一般由两段轴用花键连接而成(图4.54)。由于普通花键伸缩时的摩擦会降低传动效率，目前已有采用滚动花键的传动轴(图4.55)。

传动轴一般为细长轴，当由于某些原因(如质量不匀、加工偏心、自重弯曲等)使轴的质心不在中心线上时，转动旋转产生的离心力会使轴产生横向弯曲振动。当轴的转速等于轴的弯曲振动固有频率时会产生共振，轴的挠度增大甚至使轴断裂。根据机械振动原理，两端铰接、等截面空心圆轴的临界转速为

$$n_K=10.25\times10^8\times\frac{\sqrt{D^2+d^2}}{L^2} \tag{4-101}$$

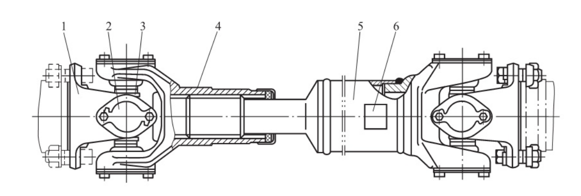


图 4.54　十字轴万向节传动轴装配图

1—万向节叉；2—滚针轴承盖；3—十字轴；4—滑动叉；5—传动轴；6—平衡片

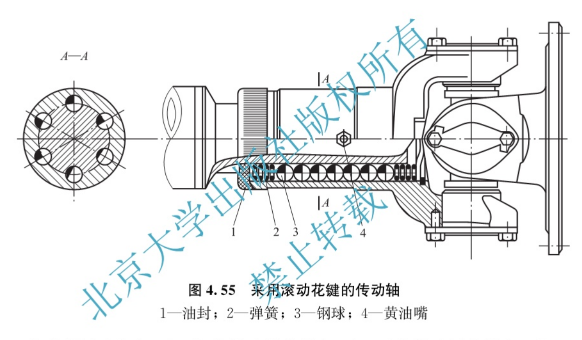


图 4.55　采用滚动花键的传动轴

1—油封；2—弹簧；3—钢球；4—黄油嘴

式中，n_K 为临界转速(r/mm)；D 为传动轴外径(mm)；d 为传动轴内径(mm)；L 为两万向节中心间的距离(mm)。

设计时应该使传动轴的最高转速 $n_{max}<0.7n_K$。

从式(4-101)还可以得出，在外径 D 不变的条件下，内径 d 越大，则 n_K 值越大，而且空心轴的质量轻，所以传动轴一般采用空心钢管焊接而成。大多数传动轴要进行动平衡试验，图 4.54 中平衡片就是在动平衡试验后焊上去的，用来补偿原轴的动不平衡。对传动轴的动平衡要求见表 4-8，表中的不平衡度是轴的重量与其偏心距的乘积。

表 4-8　传动轴转速与不平衡度的关系

传动轴转速/(r/min)	＜2000	2000～3000	3000～4000	4000～5000
不平衡度/(N·cm)	0.50～0.75	0.25～0.50	0.15～0.25	0.10～0.15

当传动距离太长时，为了避免共振，可以将传动轴作成两根或者三根。在重型货运汽车上常采用这种方式。

计算传动轴的抗扭强度时，要考虑其扭转振动问题。

4.8 轮式工程机械驱动桥

驱动桥的功用是将来自变速器的发动机动力经降速增扭并改变转动方向后，分配给左、右驱动轮，并且允许左、右驱动轮以不同转速旋转。

4.8.1 驱动桥的结构类型与设计要求

轮式工程机械的驱动桥主要有整体式驱动桥和转向驱动桥两类。

整体式驱动桥由主减速器、差速器、半轴、驱动桥壳和行星式轮边减速器等组成，如图4.56所示。大型机械的发动机多为纵向布置，主减速器用来改变转矩的方向，以便驱动横向布置的驱动轮，同时也起到减速增扭的作用。差速器的作用是保证在机械转向、不平路面行驶、左右驱动轮轮胎气压不等，胎面磨损程度不同或左右负载不均时能自动改变两边车轮的转速。半轴把转矩从差速器传到驱动轮。驱动桥壳支承机械的部分质量，承受驱动轮上的各种力及力矩，并起到保护主减速器、差速器和半轴的作用。轮边减速器进一步起到减速和增扭的作用，有了它可以减少传动系其他构件的负荷。

转向驱动桥桥壳上增加了转向主销，在半轴上布置了等角速万向节。



图4.56 驱动桥结构

1—轮边减速；2—主传动(包括大小螺旋及差速器)；3—行车制动器

驱动桥设计必须满足下述要求。

(1) 主减速器与轮边减速器的传动比分配合理，以保证作业机械有足够的离地间隙(一般应大于400mm)，并获得最佳的动力性和经济性。

(2) 当左、右驱动轮与地面的附着系数不等时，能使工程机械发出充足的牵引力；当左、右驱动轮转速不等时，能将扭矩连续地传递到车轮上。

(3) 各零部件在具有足够使用寿命的前提下，应尽可能质量轻，体积小，结构简单，传动效率高，制造容易，维修保养方便。

4.8.2 主减速器设计

1. 主减速器结构形式的选择

主减速器按齿轮副的数量分为单级主减速器和双级主减速器两种形式。

(1) 单级主减速器。单级主减速器通常由一对锥齿轮组成。其特点是结构简单，质量小，成本低，但传动比一般不应大于7，否则因从动齿轮的直径太大使离地间隙减小。单级主减速器广泛运用于传动比不太大的工程机械中。

(2) 双级主减速器。双级主减速器有两级齿轮传动，第一级为锥齿轮传动，第二级为圆柱齿轮传动。因采用两级减速，所以在保证合适的离地间隙的同时可以获得大的传动比(达 7～12)，但尺寸和质量都较大，成本较高。双级主减速器适用于传动比大的大型工程机械。

2. 主动锥齿轮支承形式

主减速器的使用寿命和效率在很大程度上取决于齿轮啮合是否保持正确，因此要求各有关零件保持足够的刚度以减小变形。有时甚至设置专门装置，如支承螺柱，在重载时起防止过分变形从而影响啮合的作用。

从提高支承刚度出发考虑，就出现了小螺旋锥齿轮轴的不同支承形式：悬臂式支承(如解放 CA－15 型汽车)与跨置式支承(如东风 EQ140 型汽车、ZL－50 型装载机)。一般来说，跨置式支承刚度较好，悬臂式支承如果想支承刚度好一点，两个轴承(支点)就要相隔远一点，这就增加了各有关零件的尺寸。图 4.57 所示为这两种结构形式。

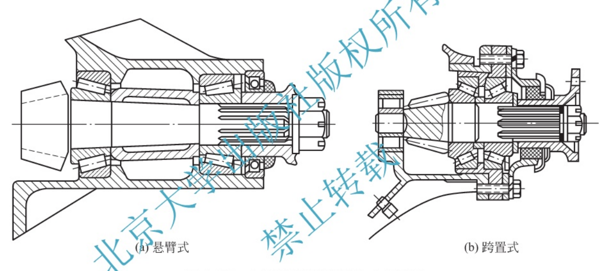


图 4.57　小螺旋锥齿轮轴的支承形式

3. 主减速器主要零部件的设计

1) 主传动锥齿轮设计

齿轮式单级主减速器和双级主减速器的第一级减速机构又称为主传动，常由一对锥齿轮组成。常用的有螺旋锥齿轮和准双曲面齿轮。工程机械主传动更多地采用螺旋锥齿轮。螺旋锥齿轮传动制造简单，在承受重载时，工作平稳、无噪声，轮齿表面接触负荷低，重叠系数大。但对啮合精度很敏感，齿轮副锥顶稍不吻合，工作条件便急剧变坏，同时磨损和噪声增大。为保证齿轮副正确啮合，必须将轴承顶紧，提高支承刚度，增大壳体刚度。螺旋锥齿轮按齿面节线的曲线形式不同又分为圆弧齿锥齿轮、延伸外摆线齿锥齿轮和准渐开线锥齿轮。其中使用最广泛的是圆弧齿锥齿轮，其次是延伸外摆线齿锥齿轮。

准双曲面齿轮传动与螺旋锥齿轮传动的不同之处在于主、从动轴线间有一偏移距 E 而不相交，导致主动齿轮螺旋角 β_1 与从动齿轮螺旋角 β_2 不等，且 $\beta_1>\beta_2$。根据啮合齿面上的法向力彼此相等的条件，可以求出两齿轮切向力 F_1 与 F_2 之比

$$\frac{F_2}{F_1}=\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} \tag{4-102}$$

设 r_1 和 r_2 分别为主、从动齿轮平均分度圆半径，则双曲面传动比为

$$i_{0s}=\frac{F_2 r_2}{F_1 r_1}=\frac{r_2\cos\beta_2}{r_1\cos\beta_1} \tag{4-103}$$

令式(4-103)中的$\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}=K$，并设螺旋锥齿轮的传动比 $i_{0l}=\frac{r_2}{r_1}$，则

$$i_{0s}=\frac{r_2}{r_1}K=i_{0l}K \tag{4-104}$$

一般地，$K=1.25\sim1.5$。说明准双曲面齿轮与螺旋锥齿轮的尺寸相同时，准双曲面齿轮传动有更大的传动比；当两者的传动比一定且从动齿轮的尺寸都相同时，准双曲面主动齿轮比螺旋锥齿轮的主动齿轮有较大的直径和较高的轮齿强度，以及较大的主动齿轮轴和轴承刚度；当两者的传动比和主动齿轮尺寸相同时，双曲面从动齿轮直径比相应的螺旋齿轮小，因而离地间隙较大。但准双曲面齿轮副在工作过程中，有沿齿高方向的侧向滑动和沿齿长方向的纵向滑动，使摩擦损失增加，传动效率降低。但纵向滑动可以改善齿轮的磨合过程，并使其工作安静平滑。此外，准双曲面齿轮传动齿面间过大的压力和摩擦功将可能导致油膜被破坏和齿面烧结咬死。因此，必须采用可以改善油膜强度和避免齿面烧结的特殊润滑油。

(1) 计算载荷的确定。主减速器锥齿轮的计算载荷(转矩)有以下 3 种确定方法。

① 按发动机最大转矩和最低挡传动比确定从动锥齿轮计算转矩 M_{Ge}(N·m)

$$M_{Ge}=\frac{K_d M_{e\max} K i_1 i_f i_0 \eta}{n} \tag{4-105}$$

式中，$M_{e\max}$为发动机最大使用转矩(N·m)。n 为计算驱动桥数。i_1 为变速器一挡传动比。i_f 为分动器传动比。对于 4×4 工程机械，当分动器高挡传动比 i_{fg} 与低挡传动比 i_{fd} 间有 $i_{fg}>\frac{i_{fd}}{2}$，取 $i_f=i_{fg}$、$n=1$；当 $i_{fg}<\frac{i_{fd}}{2}$时，取 $i_f=i_{fd}$、$n=2$。对于 6×6 的工程运输车辆，当$\frac{i_{fg}}{2}>\frac{i_{fd}}{3}$时，取 $i_f=i_{fg}$、$n=2$；$\frac{i_{fg}}{2}<\frac{i_{fd}}{3}$时，取 $i_f=i_{fd}$、$n=3$。i_0 为主减速器传动比。η 为从发动机到主减速器从动齿轮之间的传动效率，取 $\eta=0.85\sim0.92$。K 为液力变矩器变矩系数，$K=(K_0-1)/2+1$，K_0 为最大变矩系数。K_d 为因迅猛接合离合器而产生的动载系数，对于液力自动变速器，$K_d=1$；对于性能系数 $f_i=0$ 的工程运输车辆，$K_d=1$；对于 $f_i>0$ 的工程机械，$K_d=2$ 或由经验选定。

$$f_i=\frac{1}{100}\left(16-0.195\frac{G_a}{M_{e\max}}\right)$$

式中，G_a 为车辆满载的总重力(N)。

当 $0.195G_a/M_{e\max}>16$ 时，取 $f_i=0$

② 按驱动轮打滑扭矩确定从动锥齿轮计算转矩 M_{Gs}

$$M_{Gs}=\frac{G_2\phi m'_2 r_k}{i_m\eta_m n} \tag{4-106}$$

式中，G_2 为满载状态下一个驱动桥上的静负荷(N)；m'_2为最大加速度时的后轴负荷转移系数；ϕ 为轮胎与路面间的附着系数，对于工程机械和越野车辆，φ 值变化较大，一般取 1 或 0.85；r_k 为车轮滚动半径(m)；i_m 为主减速器从动轮到车轮之间的传动比；η_m 为主减速器从动齿轮到车轮之间的传动效率，当无轮边减速器时，$\eta_m=1$。

③ 按经常行驶平均(当量)转矩确定从动锥齿轮计算转矩 M_{GF}

$$M_{GF}=\frac{F_t r_k}{i_m \eta_m n} \tag{4-107}$$

式中，F_t 为车辆经常行驶平均(当量)牵引力(N)；

第①、②种方法确定的计算转矩 M_{Ge}、M_{Gs} 是锥齿轮的最大转矩，不能用于齿轮的疲劳寿命计算，只能用于计算锥齿轮的最大应力，可以用该最大应力与同类工程机械比较，作为选择锥齿轮主要参数的依据。但实际应用中，可以取这两种方法计算结果中较小值作为锥齿轮的计算转矩。第③种方法确定的计算载荷，可以用于锥齿轮的寿命计算。

(2) 锥齿轮的主要参数选择。

① 主、从动锥齿轮齿数 Z_1、Z_2。工程机械主传动小齿轮的齿数尽量选用奇数，为使啮合平稳、噪声小，一般螺旋锥齿轮和准双曲面齿轮的最小齿数分别不小于 6 齿和 5 齿，实际选用时，可以参考表 4-9。选取从动大齿轮的齿数时，为得到理想的重合系数和高的轮齿弯曲强度，应使大小齿轮的齿数和不少于 40，并且两齿轮的齿数间无公约数，以便齿轮副在使用过程中各齿之间都能互相啮合，起到自动磨合的作用。

表 4-9 螺旋锥齿轮齿数选择表

主传动传动比	3.5～4.0	4.0～4.5	4.5～5.0	5.0～6.0	6.0～7.5	7.5～10
推荐齿数 Z_1	10	9	8	7	6	5
Z_1 容许范围	9～11	8～10	7～9	6～8	5～7	5～6

② 从动锥齿轮分度圆直径 D_2 和端面模数 m_s。从动锥齿轮(大端)分度圆直径 D_2 可以根据式(4-108)初选

$$D_2=K_D\sqrt[3]{M_G} \tag{4-108}$$

式中，M_G 为从动接齿轮计算扭矩(N·m)；K_D 为直径系数，取 13～16.2。

D_2 初选后，先由 $m_s=\dfrac{D_2}{Z_2}$ 求得 m_s 的初选值，再用式(4-109)校核后修正确定

$$m_s=K_m\sqrt[3]{T_2} \tag{4-109}$$

式中，K_m 为模数系数，对工程机械 K_m=0.28～0.41。

③ 齿面宽 b。螺旋锥齿轮和准双曲面齿轮传动大齿轮齿面宽 b，推荐不大于节锥距 A 的 0.3 倍，即 $b\leqslant 0.3A$，同时 b 还应满足 $b\leqslant 10m_s$。螺旋锥齿轮的小齿轮齿面宽一般比大齿轮齿面宽 b 大 10%。

④ 法向压力角 α_n。螺旋锥齿轮的标准压力角 $\alpha_n=20°$。压力角大可以增加轮齿的强度，降低齿轮不发生根切的最少齿数。但大压力角易使小尺寸齿轮的齿顶变尖和刀尖宽度过小，并使齿轮端面重合系数下降，因此轻负荷下工作的锥齿轮一般采用小压力角，以使运转平稳，噪声低；工程机械和重型以上的载重汽车因对降低噪声要求不高，而希望有较强的齿根厚度，多采用较大的压力角。参照格里森制规定，工程机械常用的法向压力角为 22°和 22°30′。

⑤ 准双曲面齿轮轴线偏置量 E 的选择。准双曲面齿轮传动与螺旋锥齿轮传动的不同之处在于主、从动轴线间有一偏移距 E 而不相交。采用准双曲面齿轮时，还须选择偏置量 E。轻负荷传动，可以取大的 E 值；负荷较大的传动，E 值应取小些。E 值过大将使齿面纵向滑动增大，引起齿面早期磨损，甚至擦伤；E 值过小，则不能充分发挥准双曲面齿轮

能提高强度的优越性。通常工程机械和载重汽车 $E\leqslant(0.1\sim0.2)D_2$。螺旋锥齿轮被认为是 $E=0$ 的准双曲面齿轮。

⑥ 螺旋方向。螺旋锥齿轮轮齿的节锥齿线的曲线方向分为“左旋”和“右旋”两种。从齿轮的小端向大端(即齿面)看，若轮齿从小端顺时针方向旋向大端，则称为右旋；若轮齿从小端逆时针方向旋向大端，则称为左旋。互相啮合的两个锥齿轮的螺旋方向应相反。轮齿的螺旋方向和主动齿轮的旋转方向都影响主动齿轮所受轴向力的方向，如图 4.58 所示。锥齿轮副对运动的正、逆方向传动也影响轴向力方向。选择轮齿的螺旋方向和锥齿轮副的传动方向时，应尽可能使小齿轮所受轴向力的方向离开锥顶点，即使两齿轮互相斥离。否则，在高负荷工况下，轴向力使两齿轮互相咬紧，可能引起轮齿卡住。

准双曲面齿轮副轮齿的螺旋方向受其轴线偏移方向的限制，偏移方向的规定如图 4.59 所示，面对大锥齿轮齿面，并将主动小齿轮置于右侧，小锥齿轮在大锥齿轮中心线上方时为上偏移，在大锥齿轮中心线下方时为下偏移，图 4.59(a)、图 4.59(b)所示为上偏移，图 4.59(c)、图 4.59(d)所示为下偏移。上偏移时，主动小锥齿轮的螺旋方向总是左旋，大锥齿轮总是右旋；下偏移时，主动小锥齿轮的螺旋方向应为右旋，大锥齿轮则为左旋。

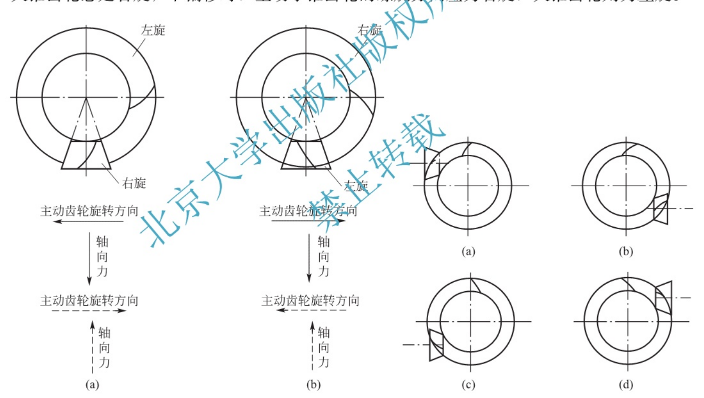


图 4.58　螺旋锥齿轮的螺旋方向和轴向力　　**图 4.59　准双曲面齿轮的偏移位置**

⑦ 螺旋角 β_m。螺旋锥齿轮的螺旋角 β_m 是指锥齿轮中点节锥齿线的切线与该切点的节锥母线之间的夹角。螺旋锥齿轮副主、从动锥齿轮的螺旋角相等。准双曲面齿轮的主、从动齿轮的名义螺旋角与轴线偏移量有关，$\varepsilon=\beta_{m1}-\beta_{m2}$，设主、从动齿轮的平均螺旋角 $\beta_m=\frac{\beta_{m1}+\beta_{m2}}{2}$，则 $\beta_{m1}=\beta_m+\frac{\varepsilon}{2}$，$\beta_{m2}=\beta_m-\frac{\varepsilon}{2}$。

螺旋角的大小直接影响齿轮的轴向重合系数 ε_F、轮齿的强度和轴向力的大小。ε_F 越大，传动越平稳，噪声越低。ε_F 为 1.5～2.0 时效果最好，一般 ε_F 不应小于 1.25。此外，螺旋角越大，齿轮上的轴向力也越大。因此所选螺旋角的大小应使齿轮的轴向力不过大，又能得到最好的重合系数，螺旋锥齿轮的螺旋角 β_m(准双曲面齿轮主、从动齿轮的平均螺

旋角)多为 35°～40°。轻型作业机械取较大值，重型作业机械取较小值，工程机械为避免过大的轴向力通常取 $\beta_m=35°$。

2）主减速器锥齿轮轴承的载荷

(1) 锥齿轮齿面上的作用力。锥齿轮(螺旋锥齿轮或准双曲面齿轮)在工作过程中，齿面上作用有一定法向力。该法向力可以分解成 3 个分力：沿齿轮切线方向的圆周力、沿齿轮轴线方向的轴向力及垂直于齿轮轴线的径向力。若已知圆周力，则齿面宽中点处的圆周力 F 为

$$F=\frac{2M}{D_{m2}} \tag{4-110}$$

式中，M 为作用在从动齿轮上的转矩；D_{m2} 为从动齿轮齿面宽中点处的分度圆直径，$D_{m2}=D_2-b_2\sin\gamma_2$，$D_2$ 为从动齿轮分度圆直径；b_2 为齿面宽；γ_2 为从动齿轮节锥角。

锥齿轮副中，作用在主、从动齿轮上的圆周力大小相等，准双曲面齿轮副因主、从动齿轮的螺旋角不等，它们的圆周力也不相等，可以参见式(4-102)。

(2) 锥齿轮上的轴向力和径向力。图 4.60 所示为主动小齿轮(螺旋锥齿轮或准双曲面齿轮)齿面受力图。图中主动小齿轮的螺旋方向为左旋，旋转方向为逆时针(从小齿轮锥顶看)，F_T 为作用在齿面宽中点 A(该点位于节锥面上)的法向力。该法向力 F_T 在 A 点处的螺旋方向的法平面内，可以分解为两个互相垂直的力 F_N 和 F_f。F_N 位于∠OOA 所在的平面且垂直于 OA。F_f 位于以 OA 为切线的节锥的切平面内。F_f 在该切平面内又可以分解为沿切线方向的圆周力 F 和沿节锥母线方向的力 F_S 的两个分力。F_f 与 F 之间的夹角为螺旋角 β，F_T 与 F_f 之间的夹角为法向压力角 α。

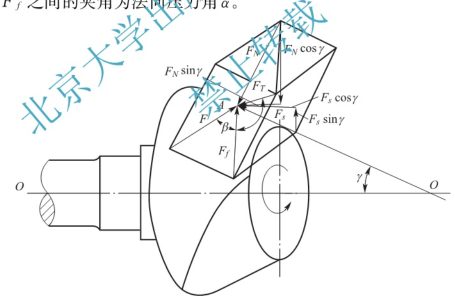


图 4.60　主动小锥齿轮齿面上的作用力

显然，$F_T=F/\cos\beta\cos\alpha$，因而

$$F_N=F_T\sin\alpha=\frac{F}{\cos\beta}\tan\alpha \tag{4-111}$$

$$F_s=F_T\cos\alpha\sin\beta=F\tan\beta \tag{4-112}$$

F_N 沿小齿轮的径向和轴向分解为 $F_N\cos\gamma$ 和 $F_N\sin\gamma$ 两力。F_s 沿径向和轴向分解为 $F_s\sin\gamma$ 和 $F_s\cos\gamma$ 两力。于是作用在小齿轮齿面上的轴向力 F_{aP} 和径向力 F_{RP} 为

$$F_{aP}=F_N\sin\gamma+F_s\cos\gamma \tag{4-113}$$

$$F_{RP}=F_N\cos\gamma-F_s\sin\gamma \tag{4-114}$$

主动小齿轮不同螺旋方向和旋转方向时，主、从动齿轮齿面上所受的轴向力和径向力

的计算公式列于表4-10中。当利用表4-10中公式计算准双曲面齿轮的轴向力和径向力时，式中的α表示轮齿驱动齿廓的法向压力角；式中的节锥角γ，计算小齿轮时用面锥角代替，计算大齿轮时用根锥角代替。按公式计算出的轴向力若为正值，表明轴向力的方向是离开锥顶；若为负值，轴向力方向则指向锥顶。径向力是正值表明径向力使该齿轮离开相配齿轮，负值表明径向力使该齿轮趋向相配齿轮。因此主动小齿轮螺旋方向或旋转方向的改变，使从动大齿轮的螺旋方向或旋转方向也相应改变，结果导致齿面上的轴向力和径向力的大小、方向也有所变化。

表4-10　齿面上的轴向力和径向力

<table>
<tr><th colspan="2">主动小齿轮</th><th rowspan="2">轴向力</th><th rowspan="2">径向力</th></tr>
<tr><th>螺旋方向</th><th>旋转方向</th></tr>
<tr><td>右</td><td>逆时针</td><td rowspan="2">主动齿轮
$F_{aP}=\frac{F}{\cos\beta}(\tan\alpha\sin\gamma-\sin\beta\cos\gamma)$
从动齿轮
$F_{aG}=\frac{F}{\cos\beta}(\tan\alpha\sin\gamma+\sin\beta\cos\gamma)$</td><td rowspan="2">主动齿轮
$F_{RP}=\frac{F}{\cos\beta}(\tan\alpha\cos\gamma+\sin\beta\sin\gamma)$
从动齿轮
$F_{RG}=\frac{F}{\cos\beta}(\tan\alpha\cos\gamma-\sin\beta\sin\gamma)$</td></tr>
<tr><td>左</td><td>顺时针</td></tr>
<tr><td>右</td><td>顺时针</td><td rowspan="2">主动齿轮
$F_{aP}=\frac{F}{\cos\beta}(\tan\alpha\sin\gamma+\sin\beta\cos\gamma)$
从动齿轮
$F_{aG}=\frac{F}{\cos\beta}(\tan\alpha\sin\gamma-\sin\beta\cos\gamma)$</td><td rowspan="2">主动齿轮
$F_{RP}=\frac{F}{\cos\beta}(\tan\alpha\cos\gamma-\sin\beta\sin\gamma)$
从动齿轮
$F_{RG}=\frac{F}{\cos\beta}(\tan\alpha\cos\gamma+\sin\beta\sin\gamma)$</td></tr>
<tr><td>左</td><td>逆时针</td></tr>
</table>

(3) 齿轮轴承的载荷。在齿面圆周力、轴向力和径向力计算确定之后，根据主减速器齿轮轴承的布置尺寸，便可以确定轴承上的载荷。图4.61所示为单级主减速器轴承的一种布置型式，根据其布置尺寸，各轴承的载荷计算公式列于表4-11。

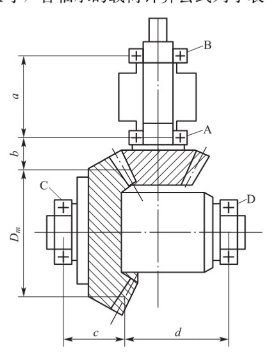


图4.61　单级主减速器轴承的布置尺寸图

表 4-11　轴承上的载荷

轴承	力	载荷	轴承	力	载荷
轴承A	径向力	$\sqrt{\left[\frac{F(a+b)}{a}\right]^2+\left[\frac{F_{RP}(a+b)}{a}-\frac{F_{aP}D_{m1}}{3a}\right]^2}$	轴承C	径向力	$\sqrt{\left(\frac{Fd}{c+d}\right)^2+\left[\frac{F_{RG}d}{c+d}+\frac{F_{aG}D_{m2}}{2(c+d)}\right]^2}$
	轴向力	F_{aP}		轴向力	F_{aG}
轴承B	径向力	$\sqrt{\left(\frac{Fb}{a}\right)^2+\left(\frac{F_{RP}b}{a}-\frac{F_{aP}D_{m1}}{2a}\right)^2}$	轴承D	径向力	$\sqrt{\left(\frac{Fc}{c+d}\right)^2+\left[\frac{F_{RG}c}{c+d}+\frac{F_{aG}D_{m2}}{2(c+d)}\right]^2}$
	轴向力	0		轴向力	0

表 4-11 中 D_{m1}、D_{m2}分别为小齿轮和大齿轮齿面宽中点的分度圆直径。

4.8.3　差速器设计

1. 差速器类型的选择

差速器用于在轮式工程机械两输出轴间分配转矩，并保证两输出轴能以不同角速度转动。差速器按结构特征不同有齿轮式、凸轮式、蜗轮式和牙嵌自由轮式等防滑式差速器。齿轮式差速器有锥齿轮式和圆柱齿轮式两种。锥齿轮式又可以分为普通锥齿轮差速器、摩擦片式差速器和强制锁住式差速器等多种。普通锥齿轮式差速器结构紧凑，质量较小，工作平稳、可靠，在工程机械中广泛应用。其他几种属防滑式差速器，因左、右半轴的扭矩可以相差很大，在不良路面条件下有良好的通过性，因此对工程机械有较好的适应性。

2. 差速器的工作原理

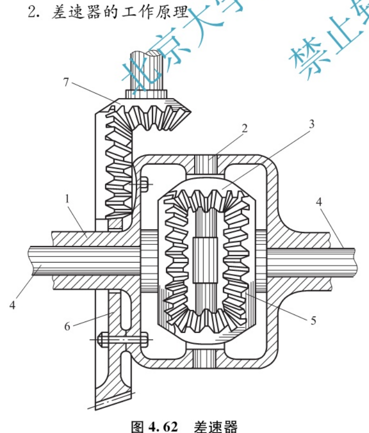


图 4.62　差速器

1—差速器壳；2—行星齿轮轴；3—行星齿轮；4—半轴；5—半轴齿轮；6—主传动从动齿轮；7—主传动主动齿轮

如图 4.62 所示，差速器的主要构件有两个半轴齿轮 5、行星齿轮 3 和差速器壳 1。两个半轴齿轮的齿数相同。动力由主传动从动齿轮 6 传到差速器壳 1，然后经过行星齿轮 3 分配到两边的半轴齿轮输出。

(1) 差速器的运动学分析。图 4.63 所示为差速器的工作原理。在差速器壳上建立动坐标系，差速器壳的角速度 ω 为牵连运动；左驱动轮的绝对角速度 ω_1，其相对于差速器壳的转动角速度 $\omega_1'=\omega_1-\omega$；右驱动轮的绝对角速度 ω_2，其相对于差速器壳的转动角速度 $\omega_2'=\omega_2-\omega$。不难看出，在动坐标系里

$$\frac{\omega_1'}{\omega_2'}=\frac{\omega_1-\omega}{\omega_2-\omega}=-\frac{Z_x}{Z_1}\cdot\frac{Z_2}{Z_x}=-\frac{Z_2}{Z_1}$$

式中，Z_x、Z_1、Z_2 分别为行星齿轮、左半轴齿轮、右半轴齿轮的齿数；“－”号表示两边车轮的相对运动方向相反。

由于 $Z_1=Z_2$，所以

$$\frac{\omega_1'}{\omega_2'}=-1$$

令 $\omega_1'=\omega_1-\omega=\Delta\omega$，则有 $\omega_2'=\omega_2-\omega=-\Delta\omega$，即

$$\omega_1=\omega+\Delta\omega \tag{4-115}$$

$$\omega_2=\omega-\Delta\omega \tag{4-116}$$

两式相加得

$$\omega=\frac{\omega_1+\omega_2}{2} \tag{4-117}$$

行星齿轮相对于差速器壳(行星架)的运动速度 ω_x 为

$$\omega_x=\frac{Z_1}{Z_x}\cdot\Delta\omega \tag{4-118}$$

(2) 差速器的动力学分析。实际差速器工作时，由于各构件的相对运动，行星齿轮和半轴齿轮都要受到摩擦阻力。如图 4.64 所示，以行星齿轮为脱离体，设行星齿轮所受的摩擦阻力矩为 ΔM。由于 ΔM 的存在，使两半轴齿轮对行星齿轮产生附加作用力 ΔP 的方向如图 4.64 所示。

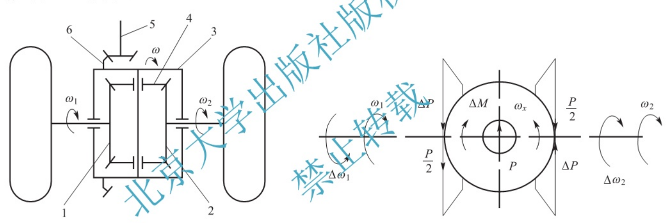


图 4.63　差速器的工作原理图

1—左半轴齿轮；2—右半轴齿轮；
3—差速器壳；4—行星齿轮；
5—主传动小齿轮；6—传动大齿轮

图 4.64　差速器行星齿轮的受力分析

由于 ω_x 的存在，使两侧车轮的速度分别变化 $\Delta\omega_1$、$\Delta\omega_2$，明显

$$\Delta\omega_1=\Delta\omega_2=\frac{Z_1}{Z_x}\omega_x=\frac{Z_2}{Z_x}\omega_x \tag{4-119}$$

左侧 $\Delta\omega_1$ 的方向与车轮转动方向相反，速度较慢，左侧车轮的驱动力矩 M_1 为

$$M_1=\left(\frac{P}{2}+\Delta P\right)r \tag{4-120}$$

式中，r 为半轴齿轮啮合力的作用半径。

右侧 $\Delta\omega_2$ 的方向与车轮转动方向相同，速度较快，右侧车轮的驱动力矩 M_2 为

$$M_2=\left(\frac{P}{2}-\Delta P\right)r \tag{4-121}$$

也就是说慢侧车轮的驱动力较大，快侧车轮的驱动力较小。

(3) 讨论。

① 机器直线行驶时，如果忽略其他情况，$\omega_1=\omega_2=\omega$，由式(4-115)、式(4-116)得

$\Delta\omega=0$；由式(4-118)也就是行星齿轮、半轴齿轮、差速器壳之间没有相对运动，它们作为一个整体一起转动。

② 机器转弯时，由于地面的附着作用，两侧车轮在平均转速不变的条件下，内侧车轮速度较慢，同时由于 ΔM 的存在，使内侧车轮驱动力矩较大；外侧车轮速度较快，其驱动力矩较小。

③ 当地面附着条件不同时，如果不计 ΔM，则两车轮的驱动力矩相同。这时附着条件差的一侧滑转率 δ 较大，转速较快。严重时(如一侧陷入泥坑或者架空)，可能出现一侧完全打滑，并以 2ω 的速度转动，而且另一侧完全不动的情况。这种情况下，另一侧的驱动力矩完全取决于差速器的内部摩擦力 ΔM。

④ 在 $\omega=0$ 时，$\omega_1=-\omega_2$。也就是说，用传动系的手制动紧急制动时，差速器壳的速度迅速降为零，但由于两侧车轮的附着条件不可能完全相同，它们不可能同时停止，这时可能会出现两车轮转向相反，造成车辆甩尾。

3. 差速锁

目前有许多方法用以克服普通差速器当一边车轮陷入泥泞时另一侧车轮也失效的缺点。这些方法大体上可以分为两类，一类是采用差速锁使差速器失效；另一类是增大差速器的内部阻力，限制滑动。

差速锁的原理是利用离合器将一个半轴齿轮和差速器壳连接在一起。这时 $\omega_1=\omega_2=\omega$，即两车轮强制同步，差速器不工作。这样，即使一侧车轮的驱动能力失效，另一侧车轮仍然可以提供驱动力。

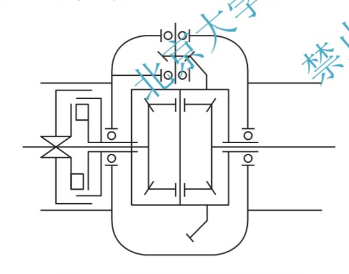


图 4.65　轮胎式自行铲运机驱动桥的差速锁工作原理

图 4.65 所示为轮胎式自行铲运机驱动桥的差速锁工作原理，其相应的结构如图 4.66 所示。该差速器是采用带气控差速锁的普通差速器。接合器 8、9 形成一个牙嵌式离合器，当一侧轮胎打滑时，可向气缸 1 供入压缩空气，推动活塞 10 带着左接合器 9 右移，并与右接合器 8 接合。左接合器用花键滑套在左半轴上，右接合器用花键固装在差速器壳上。这样，差速器不起差速作用，起到了防止打滑的作用。越过打滑泥泞路面后，即排出气缸 1 内的压缩空气，弹簧使左接合器 9 随活塞 10 左移，与接合器 8 分离，差速器恢复差速功能。

这种离合器式差速锁结构简单，制造容易。可以传递全部转矩，但操作时需要停车。在行驶到良好地面时，差速锁要及时分离。不宜接合过早或分离过晚，否则会使转向沉重，甚至造成某些构件损坏。

4. 普通锥齿轮差速器齿轮的设计

1) 差速器齿轮主要参数的选择

普通锥齿轮差速器齿轮的主要参数有行星齿轮的数量及背面的球面半径、锥齿轮的节

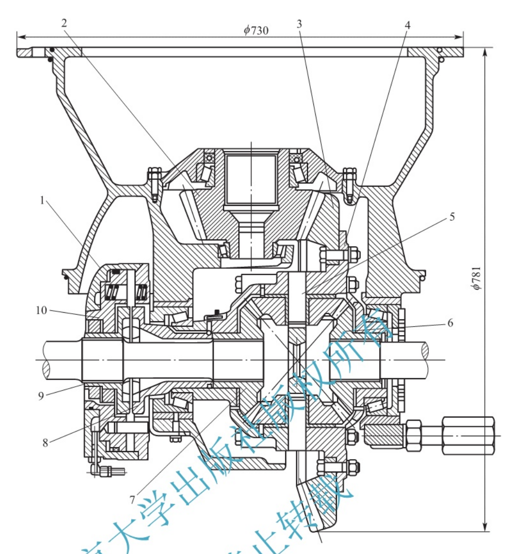


图 4.66 621 型铲运机的差速器与主减速器

1—气缸；2—小锥齿轮；3—大锥齿轮；4—差速器壳；5—十字轴；6—右半轴锥齿轮；7—左半轴锥齿轮；8—用花键固装在差速器壳上的右接合器；9—用花键固装在差速器壳上的左接合器；10—活塞

锥距、压力角和行星齿轮轴孔长度、行星齿轮的齿数和模数，以及行星齿轮、半轴齿轮的节锥角。

(1) 差速器行星齿轮的数量。轮式工程机械的锥齿轮差速器一般采用4个行星齿轮，小功率的轻型工程机械也可以采用2个行星齿轮。

(2) 行星齿轮背面的球面半径 R_b。如图4.67所示，球面半径的大小决定差速器的大小，代表差速器齿轮的节距，因此可以反映差速器的承载能力。球面半径 R_b 可以根据经验公式确定

$$R_b = K_b \sqrt[3]{M_C} \qquad (4-122)$$

式中，K_b 为行星齿轮球面半径系数，$K_b=2.5\sim2.97$，工程机械和工程运输车辆所用的4个行星齿轮的差速器取大值，公路行驶货车所用4个行星齿轮的差速器取小值；M_C 为差速器计算转矩(N·m)，取式(4-105)和式(4-106)算出的 M_{Ge} 和 M_{Gs} 两者较小值；R_b 为球面半

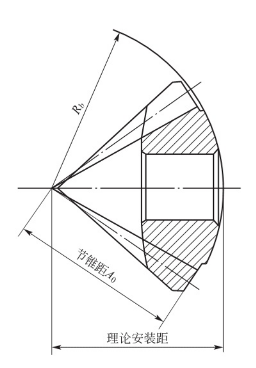


图 4.67 差速器行星齿轮的球面半径

径(mm)。

(3) 锥齿轮的节锥距 A_0。锥齿轮的节锥距 A_0 计算如下

$$A_0=(0.98\sim0.99)R_b \tag{4-123}$$

(4) 行星齿轮的齿数和模数。在 R_b 和 A_0 确定之后，行星齿轮的大小也基本确定。为使齿轮有较高的强度，应取较大的模数，因此行星齿轮的齿数应取少些，但一般不少于10，多采用10～12齿。半轴齿轮采用15～25齿。汽车半轴齿轮与行星齿轮的齿数比大多为1.5～2。为使2个或4个行星齿轮能同时与2个半轴齿轮啮合，左、右2个半轴齿轮齿数之和必须能被行星齿轮的数量整除，否则差速器齿轮不能装配，即

$$\frac{Z_1+Z_2}{n}=\text{整数} \tag{4-124}$$

式中，n 为行星齿轮的数目。

(5) 行星齿轮、半轴齿轮的节锥角。γ_1、γ_2 和行星齿轮与半轴齿轮齿数 Z_x、Z_1、Z_2 确定后，行星齿轮、半轴齿轮的节锥角 γ_1、γ_2 和大锥齿轮大端端面模数 m 分别可以确定

$$\gamma_1=\operatorname{arccot}\frac{Z_1}{Z_2}，\ \gamma_2\operatorname{arccot}\frac{Z_2}{Z_1} \tag{4-125}$$

$$m=\frac{2A_0}{Z_1}\sin\gamma_1=\frac{2A_0}{Z_2}\sin\gamma_2 \tag{4-126}$$

(6) 压力角。以前工程机械和汽车差速器齿轮都采用压力角为20°、齿高系数为1的格里森制齿形，现在大都采用压力角为22°30′、齿高系数为0.8的齿形。某些重型工程机械和工程运输车辆采用25°压力角，以提高齿轮强度。

(7) 行星齿轮轴孔长度 L，L 一般为孔径 d 的1.1倍。轴孔与行星齿轮轴之间的挤压应力不应大于 $98\mathrm{N/mm^2}$。当差速器传递的总扭矩为 T，行星齿轮的个数为 n，行星齿轮支承面中点到锥顶的距离为 r_d，支承面许用挤压应力为 $[\sigma_d]$ 时，行星齿轮轴孔直径 d 可以由式(4-127)确定

$$d=\sqrt{\frac{10^3M}{1.1\ [\sigma_c]\ nr_d}} \tag{4-127}$$

2) 差速器齿轮强度计算

差速器齿轮不像主减速器齿轮那样一直处于啮合传动状态，一般不发生齿面的接触疲劳破坏，因此只需进行轮齿弯曲强度计算。轮齿弯曲应力为 σ_w ($\mathrm{N/mm^2}$)

$$\sigma_w=\frac{2MK_sK_m}{K_vmb_2d_2Jn}\times10^3 \tag{4-128}$$

式中，M 为半轴齿轮计算转矩(N·m)，$M=0.6M_C$，差速据计算转矩 M_C 的计算方法与主减速器从动齿轮计算转矩 M_G 的计算方法相同；J 为综合系数，按格里森公司提供的差速器直齿锥齿轮相关图线查取；b_2、d_2 为半轴齿轮齿宽及大绳分度圆直径(mm)；K_s、K_m、K_v 按计算主减速器齿轮相关数值选取。

差速器齿轮弯曲应力，按 M_{Ge}、M_{Gs} 两者的较小值计算时应不大于 $980\mathrm{N/mm^2}$；按日常行驶转矩 M_{GF} 计算时应不大于 $210\mathrm{N/mm^2}$。

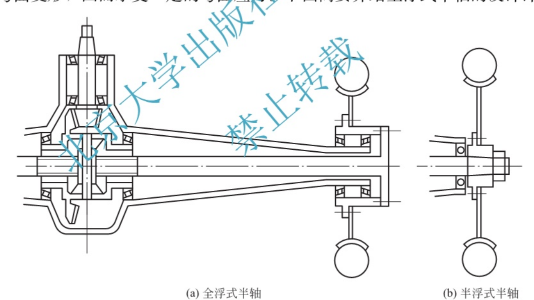
4.8.4 半轴与桥壳设计

1. 半轴

半轴是在差速器与驱动轮之间传递动力的实心轴，由于有时左右车轮有转速不同的工

况，故它又必须左右分开，称为半轴。通常，其内端与差速器内的半轴齿轮连接，而外端一般与驱动轮的轮毂相连，当有轮边减速器时，则与轮边减速器的主动齿轮相连，如图 4.68(a)所示。

(1) 半轴的型式。轮式工程机械中车轮传动装置的主要零部件是半轴。根据半轴车轮端的支承方式不同，可以分为半浮式、3/4 浮式和全浮式 3 种型式。半浮式半轴为半轴通过一个轴承直接支承在桥壳外端上的结构［图 4.48(b)］。故半轴外端除传递驱动转矩外还承受地面反力产生的弯矩、轴向力，而半轴内端并不承受差速器的重量和差速器齿轮啮合所产生的推力，仅承受来自差速器齿轮的转矩。3/4 浮式半轴的结构特点是半轴外端通过一个轴承安装在驱动桥壳半轴套管的端部，直接支撑于轮毂，而半轴以其端部与轮毂相固定，因其侧向力引起弯矩使轴承有歪斜的趋势，这将急剧降低轴承寿命，因此未得到推广。轮式工程机械的半轴广泛采用全浮式［图 4.68(a)］。将桥壳用两副相距较远的轴承支承在车轮的轮毂上，这样在外端的路面对驱动轮的作用力(包括垂直、横向和切向反力及由它们形成的弯矩)均由桥壳来承受，半轴的两端只承受驱动转矩而不承受任何其他反力和弯矩。全浮式半轴要采用比较复杂的轮毂，在半轴上安装两个锥顶相对的圆锥滚子轴承。理论上，全浮式半轴不承受由路面反力引起的径向力和轴向力，而仅承受扭矩。实际上，由于桥壳变形、轮毂与差速器半轴齿轮的不同心、半轴法兰平面相对于其轴线不垂直等因素会引起半轴的弯曲变形，因而承受一定的弯曲应力。下面简要介绍全浮式半轴的设计计算。



(a) 全浮式半轴　　(b) 半浮式半轴

图 4.68　半轴的型式

(2) 半轴的计算扭矩。可以取由发动机经传动系传来的扭矩和由车轮的附着条件决定的扭矩中的较小值，作为半轴的计算扭矩。

(3) 半轴直径的选择。确定半轴直径时主要考虑半轴的扭转剪切强度，当按车轮的附着条件决定的扭矩设计时，可以根据式(4－129)确定半轴的直径

$$d=\sqrt{\frac{M_\phi}{0.196\ [\tau]}} \tag{4-129}$$

(4) 半轴的扭转强度和刚度。当按来自车轮附着力矩 M_ϕ 计算时，其扭转应力 τ 和转角 θ 分别为

$$\tau=\frac{M_\phi}{I_P}\cdot\frac{d}{2} \tag{4-130}$$

$$\theta=\frac{l}{GI_P}\cdot\frac{180}{\pi} \tag{4-131}$$

式中，d 为半轴直径；L 为半轴长度；G 为材料切变模量；I_P 为半轴断面极惯性矩。τ 宜为 500～700N/mm^2，转角 θ 宜每米半轴长度为 6°～15°。

2. 驱动桥壳

驱动桥壳通常为钢材制成。有的采用整体铸钢，也有的是分体铸造后焊接而成的。近年来，出现了许多钢管扩张锻造制成的驱动桥壳，其强度好、质量小、造型美观。

工程机械作业过程中，驱动桥受力(图 4.69)复杂，一般按以下几种工况进行强度计算。

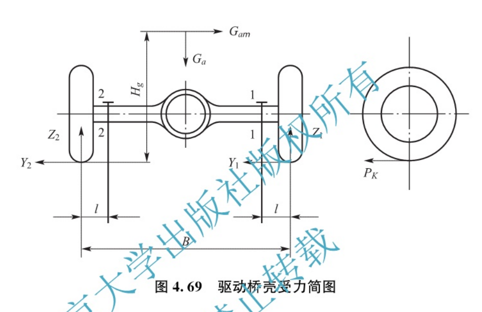


图 4.69　驱动桥壳受力简图

(1) 最大牵引力工况。最大牵引力工况是假定机械在满载状态，并且驱动轮产生最大牵引力。不计偏载，认为 $G_{a\mu}=0$，则 $Y_1=Y_2=0$；驱动桥壳承受垂直力 $Z_1=Z_2=Z$、水平力 P_K 的作用产生的弯曲应力。

① 地面作用于车轮上的垂直反力 Z 产生的弯矩 M_Z

$$M_Z=Z\cdot l \tag{4-132}$$

式中，l 为车轮的宽度中线到危险断面的距离。

② 水平驱动力 P_K 产生的弯矩最大值 M_{PK}

$$M_{PK}=Z\varphi l \tag{4-133}$$

式中，φ 为车轮与地面的附着系数。

合成后得总弯矩 M_u

$$M_u=\sqrt{M_Z^2+M_{PK}^2} \tag{4-134}$$

弯曲应力 σ_u 为

$$\sigma_u=\frac{M_u}{W_u} \tag{4-135}$$

式中，W_u 为桥壳危险断面的抗弯截面模量。

③ 半轴产生 P_K 的转矩，也要通过主减速器主动齿轮的轴承作用到桥壳上，所以桥壳承受转矩 M_τ 的最大值为

$$M_\tau=Z\varphi r_d \tag{4-136}$$

式中，r_d 为车轮的动力半径。

扭转应力 τ 为

$$\tau=\frac{M_\tau}{W_\tau} \tag{4-137}$$

式中，W_τ 为桥壳危险断面的抗扭截面模量。

合成应力

$$\sigma=\sqrt{\sigma_u^2+3\tau^2} \tag{4-138}$$

(2) 满载制动工况。满载制动工况是假定机械在满载状态紧急制动，驱动桥承受负荷力、地面附着力、惯性力共同产生的弯曲应力。

① 垂直作用力产生的弯矩 M_Z

$$M_Z=\frac{m_1 G_a l}{2} \tag{4-139}$$

式中，m_1 为制动时，驱动桥上的载荷分配系数；G_a 为满载时驱动桥上的负荷。

② 水平作用力产生的弯矩 M_{PK}

$$M_{PK}=\frac{m_1 G_a \varphi l}{2} \tag{4-140}$$

③ 制动力产生的转矩 M_τ

$$M_\tau=\frac{m_1 G_a \varphi r_d}{2} \tag{4-141}$$

需要说明的是，这时的转矩 M_τ 主要是通过制动器传到桥壳的。

(3) 侧滑工况。侧滑工况是机械在坡道上横向行驶或高速拐弯时，由于重力(或离心力)产生了侧向力 $G_{a\mu}$，使车轮受到了一个侧向力 Y，要考虑这个力产生的弯矩。这时，地面对两边车轮的反力不相等(即 $Z_1 \neq Z_2$)，应该两边分别计算，可以不考虑驱动力 P_K 的影响。如图 4.69 所示，取静力平衡得 Z_1 的最大值为

$$Z_1=\frac{G_a}{2}+\frac{H_g}{B}G_{a\mu} \tag{4-142}$$

Y_1 最大值为

$$Y_1=Z_1\varphi \tag{4-143}$$

Z_2 的最小值为

$$Z_2=\frac{G_a}{2}-\frac{H_g}{B}G_{a\mu} \tag{4-144}$$

Y_2 的值为

$$Y_2=Z_2\varphi \tag{4-145}$$

需要说明的是，就图 4.69 而言，存在 1—1、2—2 两个危险断面。在最大牵引力工况或满载制动工况中，1—1、2—2 两个断面的应力是相同的，但在侧滑工况中，Z_1 增大，其产生的弯曲应力增大，但 Y_1 产生的弯曲应力与 Z_1 的方向相反；Z_2 减小，其产生的弯曲应力减小，但 Y_2 产生的弯曲应力与 Z_2 的方向相同。因此，难以直接判断 1—1、2—2 哪一个是危险断面，往往需要分别计算。

4.8.5 最终传动

最终传动是指最靠近驱动轮的传动装置，一般为减速装置。采用了最终传动后，可以

减少主减速器的负荷，减小主减速器的传动比，缩小主减速器的尺寸，提高机器的离地间隙。但最终传动必须给每个驱动轮配备一套，造成机器结构复杂。一般来说，如果驱动桥的总传动比大于12，设计最终传动是比较合理的。

1. 轮边减速器

轮边减速器一般布置在车轮轮辋空间处，常见的轮边减速器多为以下两种行星传动减速器。

（1）如图4.70(a)所示，太阳轮为主动件与半轴相连，被动件为行星架与车轮相连，齿圈固定不动与桥壳相连。传动比为$1+K$（K为行星排特性参数）。

（2）如图4.70(b)所示，太阳轮为主动件与半轴相连，被动件为齿圈与车轮相连，行星架固定不动与桥壳相连。传动比为$-K$。

如图4.70(a)所示方案可得到较大的传动比和较高的传动效率，故轮式机械的轮边减速器大多采用此方案。为了改善太阳轮与行星齿轮的啮合条件，使载荷分布比较均匀，太阳轮和半轴外端在行星轮系中完全是浮动的不加径向支承。这样，太阳轮和半轴总是位于几个行星齿轮对太阳轮作用力的平衡点，实现行星轮均载。有的机器将齿圈也做成浮动的，均载效果更好。

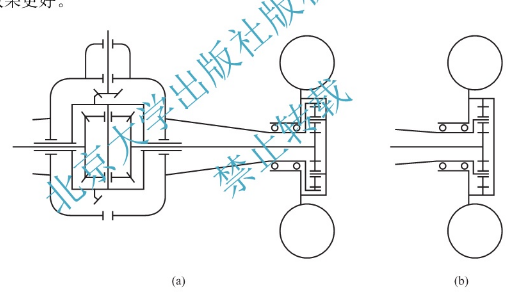
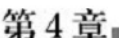


图4.70 轮边减速器

2. 差速器两侧减速器

采用轮边减速器可以利用轮辋中心的空间，不同规格的轮边减速器可以与不同规格的主减速器组合，形成许多系列产品。但这种结构比较零散，使用保养不太方便，桥端结构也比较复杂。

小松公司的WA380－3轮式装载机驱动桥没有轮边减速器，而将行星减速器连同制动器布置在差速器两侧(图4.71)。图4.72所示为WA380－3装载机驱动桥的原理图。这样布置以后，结构紧凑，保养方便。该驱动桥的制动器是湿式多片制动器，布置在最终减速的太阳轮上，制动力矩较小，使用寿命长。由于半轴传递的转矩很大，所以需要较大的直径，WA380－3装载机把半轴的直径加大了许多，采用半浮式。这种驱动桥方案的缺点是难以实现模块化设计。



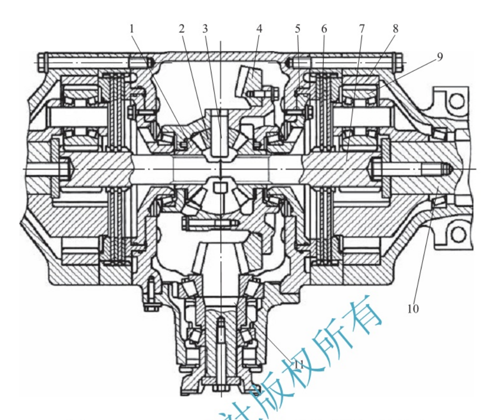


图 4.71　WA380－3 型轮式装载机的差速器与最终传动

1—半轴齿轮；2—差速器行星齿轮；3—十字轴；4—主减速器从动齿轮；5—制动器活塞；6—制动器；7—最终传动太阳轮；8—最终传动齿圈；9—最终传动行星齿轮；10—驱动轮轴；11—主减速器主动齿轮

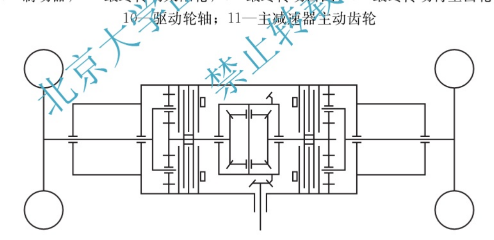


图 4.72　WA380－3 装载机驱动桥原理图

4.8.6　多桥驱动的功率循环

采用多桥驱动，是提高轮式工程机械牵引附着性能的最有效方法之一。现以最常见的四轮前后桥驱动的轮式机械(图 4.73)为例，分析其牵引特点。

1. *功率循环*

在图 4.73 所示的装载机中，发动机的功率经变速器分别传给前、后驱动轮。传动系是按直线行驶时前轮的理论速度($v_{T1}=r_{d1}\omega_{K1}$)等于后轮的理论速度($v_{T2}=r_{d2}\omega_{K2}$)设计的。式中 r_d 和 ω_K 分别为车轮的动力半径和角速度。在实际工作中，由于轮胎充气压力的差别，各轮胎的磨损不均匀，作用在前、后车轮上的垂直载荷不同，各车轮的动力半径与设

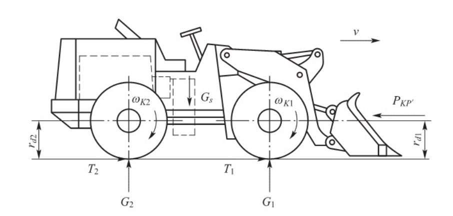


图 4.73　多桥驱动的功率循环

计时的预定值不同等原因，使直行时的 $v_{T1} \neq v_{T2}$，当机械在平坦的地面上直线行驶时，由于前、后车轮都和车架相连，前、后车轮的实际速度 $v_1 = v_2$，因此前后轮的滑转率不等，即 $\delta_1 \neq \delta_2$。

由于滑转率 $\delta = (v_T - v)/v_T$，$\delta > 0$ 时，车轮滑转，地面对车轮作用力的方向与车辆运动方向相同，但其产生的力矩与车轮的转动方向相反，地面阻止车轮转动，车轮输出功率推动机器前进；当 $\delta < 0$ 时，车轮滑移，地面对车轮作用力的方向和车辆运动方向相反，但其产生的力矩与车轮的转动方向相同，地面推动车轮转动，车轮从地面接收功率。

为了便于讨论，并且只考虑 $v_{T1} < v_{T2}$ 的情况。$v_{T1} > v_{T2}$ 时的情况基本与其类似。

由于 $v_1 = v_2 = v$，由滑转率的定义得

$$v_{T1}(1-\delta_1) = v_{T2}(1-\delta_2)$$

因假设 $v_{T1} < v_{T2}$，所以 $\delta_1 < \delta_2$。

当机械等速行驶时，作业阻力 $P_{KP'} = T_1 + T_2$（式中 T_1、T_2 分别为地面对前、后轮的作用力）。根据牵引力大小及地面的性质，可能出现以下几种情况。

（1）作业阻力 $P_{KP'}$ 很大，地面土壤较松软。这时 $v < v_{T1} < v_{T2}$，即 $0 < \delta_1 < \delta_2$，$T_2 > T_1 > 0$，前、后轮都滑转，说明前后轮都是驱动轮，$P_{KP'} = T_1 + T_2$。

（2）$P_{KP'}$ 逐渐减小或在较密实的土壤上作业。这时前、后轮的滑转率都将减少，当达到 $v = v_{T1} < v_{T2}$ 时，$\delta_1 = 0$，$\delta_2 > 0$；所以，$T_1 = 0$，$T_2 > 0$，仅后轮驱动。

（3）$P_{KP'}$ 进一步减小并在坚实的地面上工作。这时滑转率会变得更小，当速度达到 $v_{T1} < v < v_{T2}$ 时，$\delta_1 < 0$ 而 $\delta_2 > 0$，即后轮滑转而前轮滑移，在前轮上作用有与车轮运动方向相反的力（$-T_1$）。尽管 $P_{KP'} = T_1 + T_2$ 仍然成立，但在这种情况下，地面作用在前轮上的力矩改变了方向。由原来的阻碍前轮转动变为推动前轮转动。这样，有一部分功率就从前轮进入了传动系。这部分功率先后经过前主减速器、变速器、后主减速器传到后轮。这时，传到后轮的功率有两路：一路是由发动机经变速器、后主减速器传到后轮；另一路是由前轮上的力矩 $T_1 r_{d1}$ 产生的功率。这部分功率始终在下列封闭回路中循环：前轮→前主减速器→变速器→后主减速器→后轮→车架→前轮，这种现象称为功率循环，循环的这部分功率称为循环功率。存在循环功率是有害的，它不能改善机械的牵引性能，反而在循环功率通过处增加传动零件的载荷并产生附加的功率损失（功率循环时的损失，前轮滑移时的功率损失）。另外，后轮为要克服额外的阻力（改变了方向的 T_1）而增加了滑转率，前轮还由于滑移而加速轮胎的磨损。所以在这种情况下采用双桥驱动其性能反而不如单桥驱动。

由以上讨论可知：循环功率(又称为寄生功率)是由于前后驱动轮一个滑转，另一个滑移引起的。因此，功率循环不仅在前、后车轮的理论速度不相等时才可能产生，而且当机械在高低不平的地面上直线行驶时，即使前、后驱动轮的理论速度相等，但由于在相同时间内前、后轮的行程不同，也就是前、后轮的实际速度并不相等，因而可能引起功率循环。又如机器在转弯时，如果前后车轮到转向中心的距离不等，也可能由于在相同时间内前、后轮的行程不同而产生功率循环。

2. 消除功率循环的方法

(1) 在传动系中布置脱桥机构。在轻载、路面坚实的条件下工作时，利用脱桥机构分离某一车桥的传动，采用单桥驱动。在重载或松软地面上工作时，接合脱桥机构采用全桥驱动。

(2) 采用轴间差速器。在前面叙述的差速器中，两个半轴齿轮实际为行星传动的太阳轮。如果利用发动机驱动差速器壳，用这两个太阳轮驱动前后车桥，就形成了轴间差速器。同驱动桥的差速器一样，轴间差速器可以保证前后桥的驱动转矩相等，而转速不等。但采用了普通齿轮式差速器做了轴间差速器的机器，由于共有3个差速器，当一个轮胎陷入泥坑后，其余3个轮胎的驱动能力都要变差。图4.74所示为一个带有轴间差速器的贯通式驱动桥。

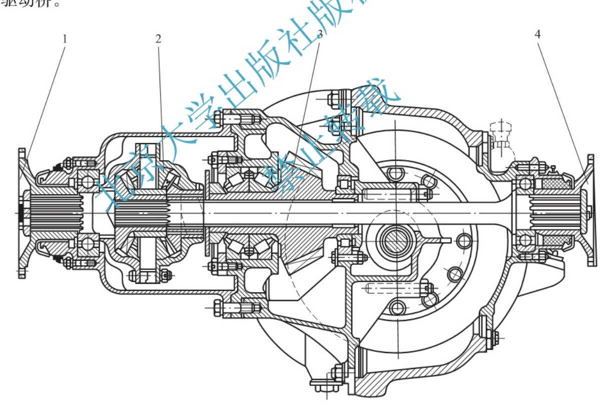


图4.74 带有轴间差速器的贯通式驱动桥

1—输入轴接盘；2—轴间差速器；3—主传动锥齿轮；4—输出轴接盘

综合习题

1. 填空题

(1) 传动系的类型主要有__________、__________、__________和__________。

(2) 传动系强度计算时可按__________工况计算最大载荷，疲劳强度计算可按__________工况驱动力 P_K 的载荷谱进行计算。

(3) 最简单的液力变矩器由 3 个具有叶片的工作轮即__________、__________和__________组成。

(4) 在全面评价液力变矩器的性能时，应以以下几种典型工况下液力变矩器有关性能的指标作为根据，即__________、__________、__________、__________、__________。

(5) 变速器的功用为__________、__________、__________。

2. 名词解释

(1)液力变矩器的外特性曲线；(2)液力变矩器的原始特性曲线；(3)液力变矩器的全特性曲线；(4)牵引工况；(5)反转工况；(6)超越工况；(7)耦合器工况；(8)变矩性能；(9)自动适应性能；(10)透穿性能。

3. 简答题

(1) 工程机械传动系的主要功用有哪些?

(2) 工程机械对传动系的要求有哪些?

(3) 确定变速装置的挡数及各挡传动比时，一般应遵循哪些原则?

(4) 主离合器的设计应满足哪些要求?

(5) 简述主离合器的接合过程。

(6) 液力变矩器的工作原理是什么?

(7) 液力变矩器的评价参数有哪些? 各表示什么含义?

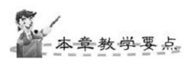
(8) 简述动力换挡离合器的设计要点。

(9) 万向节传动装置主要用于哪几个方面的动力传递?

(10) 主减速器主要有哪几种结构形式和支承形式?

(11) 差速器的工作原理是什么?

第5章 工程机械行走系与转向系设计



知识要点	掌握程度	相关知识
轮式行走系设计	(1) 熟悉轮胎底盘通过性的几何参数； (2) 掌握从动桥的计算载荷计算方法； (3) 掌握从动桥强度计算方法； (4) 了解工程机械轮胎选择； (5) 熟悉影响轮胎承载能力的因素	(1) 轮胎底盘通过性的几何参数； (2) 从动桥的设计； (3) 工程机械轮胎选择
履带式行走系设计	(1) 熟悉履带式底盘行走系的尺寸参数和结构布置； (2) 了解悬架类型和设计原则； (3) 熟悉钢板弹簧的设计、橡胶块弹簧设计，了解弹性悬架； (4) 掌握组合式履带设计，了解整体式履带； (5) 掌握驱动轮设计； (6) 掌握支重轮与托链轮设计； (7) 掌握引导轮设计； (8) 掌握台车架设计； (9) 掌握履带张紧装置设计	(1) 履带式底盘行走系的尺寸参数和结构布置； (2) 悬架设计； (3) 履带设计； (4) 驱动轮设计； (5) 支重轮与托链轮设计； (6) 引导轮设计； (7) 台车架设计； (8) 履带张紧装置设计
轮式机械转向系	(1) 熟悉转向系的设计要求； (2) 了解转向方式的分析和选择； (3) 熟悉偏转轮胎转向系设计； (4) 了解铰接底盘转向系的设计	(1) 转向系的设计要求； (2) 转向方式的分析和选择； (3) 偏转轮胎转向系设计； (4) 铰接底盘转向系的设计

导入案例

特大实心轮胎在烟台问世：直径 1.78m，重达 2t



图 5.01　特大实心轮胎

经过 3 年的设计研发、22 个小时的压模操作，一只重达 2t、直径 1.78m 的特大的实心轮胎在烟台诞生。如图 5.01 所示，在山东烟台中策橡胶有限公司生产车间，吊车将刚“出壳”的特大辐板式实心花纹轮胎吊起。

这个实心轮胎由该公司自主研发生产，其特点是橡胶原料的消耗比传统实心轮胎减少 40%～50%，同时比同一规格的充气轮胎使用寿命长 3～4 倍，并且安装拆卸方便，并且辐板可以重复使用。

据悉，世界 500 强、著名的工程机械生产厂家——美国卡特皮勒公司，独家买断该型号产品。美国卡特皮勒公司特派轮胎验收专家，在见证这一刻时惊讶地摇头感叹：“不可思议，实心轮胎的世界纪录被整整提高 16cm，中国人创造了工程机械配套设备制造史上又一个里程碑!”

5.1　轮式行走系设计

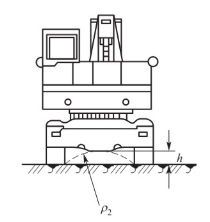
轮式工程机械的行走系主要由车架、车桥、悬架、车轮等组成。轮式行走系的任务是承重、传力、吸收振动与缓和冲击。其中车架、车桥用以承重及传力，轮胎和钢圈除用以承重、传力外，轮胎还兼作弹性元件，特别是低压大型轮胎的采用能起良好的吸振和缓冲作用。为了简化结构，工程机械多不设弹性悬架，吸振和缓冲全由轮胎承担。

5.1.1　轮胎底盘通过性的几何参数

根据机种的需要，轮式工程机械底盘上装有各种机构和装置，这些部分的外形形成一定的轮廓；该轮廓与一系列几何参数有关，直接影响到底盘在地面上运行时，无碰撞地越过石块、小丘、沟洼地 、树桩、拱桥之类障碍物的能力。作为整机的技术性能内容，须在总体设计时予以确定。通过性的主要几何参数如图 5.1 所示。

1. 最小离地间隙 h

最小离地间隙 h 是指底盘由车轮支承在地面时，除轮胎外的整机最低点与地面的垂直距离。一般离地间隙较小的部位有前、后桥主传动器外壳、飞轮壳、变速器壳、消声器等。对于不同的工程机械，由于总体布置不同，其最小离地间隙可由具体的最低点处测量。设计时，应尽可能保证较大的离地间隙，使底盘有较好的通过性。



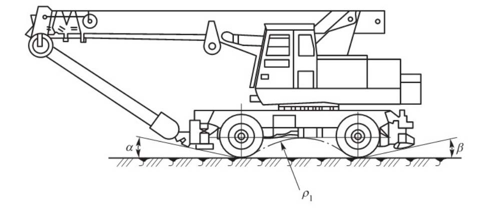


图 5.1 底盘通过性几何参数简图

2. 接近角 α 和离去角 β

在整机侧视图上，自车身前、后最低突出点向前、后车轮引切线，切线与地面间的夹角前方称为接近角 α，后方称为离去角 β。α、β 越大通过性越好。

3. 纵向通过半径 ρ_1

在整机侧视图上与前、后车轮及它们之间最低点三处相切的圆弧半径，即纵向通过半径 ρ_1，ρ_1 越小通过性越好。

4. 横向通过半径 ρ_2

在整机正视图上，与左、右车轮内侧及底盘靠近中部的最低点三点相切的圆弧半径，即横向通过半径 ρ_2，ρ_2 越小通过性越好。

5. 最大涉水深度 h_1

最大涉水深度 h_1 是保证工程机械正常行驶作业时所能通过浅水滩的最大深度。它一般与某些必须高出水面的部件的位置有关。

除了上述几何参数外，如车轮半径，转弯半径，前、后轮距是否相等，在很大程度上都和底盘的通过性能有关。

单从某个指标讨论，要提高机器的通过性，最小离地间隙 h、最大涉水深度 h_1、接近角 α 和离去角 β 越大越好；纵向通过半径 ρ_1、横向通过半径 ρ_2 值越小越好。但实际机器的性能是由许多指标综合形成的，不能只追求某个指标。例如，最小离地间隙 h 的过分提高会使机器的重心提高，稳定性变差；对于某些工作装置后置的机械(如路拌式稳定土拌和机)，过分提高离去角不但会提高机器的重心，而且将导致工作装置布置困难。实际设计过程中，这些指标只要能满足其工作场所的需要就可以采用。例如，用于道路维修的沥青路面铣刨机，要求最小离地间隙轮式大于 120mm、履带式大于 190mm；用于土方工程的推土机，最小离地间隙应该大于 350～400mm。

5.1.2 从动桥的设计

1. 从动桥的计算载荷

工程机械种类繁多，每种机械作业时又有不同的工况。因此在强度计算之前，首先应

根据机种、工况等特点确定计算载荷，并确定力的传递路线，将载荷按顺序作用在所计算的零部件上。

例如，汽车式起重机，它有空车行驶的工况也有伸出支腿停车吊重的工况，吊重时，上车还可以转到不同的方向等。这样载荷有时经过车轮，有时经过支腿传到地面。可见对某一部件的某些断面在某种工况下的受力状态是危险的，应作为计算该断面的计算载荷，但在另一些工况下载荷不同而另一些部件或断面上的应力状态比较严重。

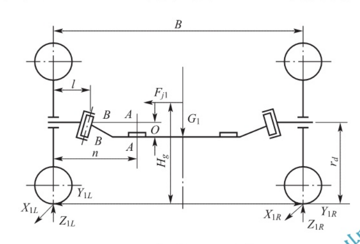


图 5.2　从动桥作用力简图

以汽车式起重机的转向从动桥为例，由于起重机作业工况的载荷不通过从动桥而直接经过车架、支腿传到地面。所以计算转向从动桥的强度时，其载荷就相当于载有上车重量行驶的载重汽车，它的强度设计应考虑下列 3 种工况，如图 5.2 所示。

(1) 紧急制动工况。紧急制动是这种机械从动桥行驶工况中最严重的工况之一，因为制动时，在惯性力的作用下，前方的从动桥轮压将明显增加。

此时，每侧车轮接地点作用的垂直载荷 Z_{1L}(N)为

$$Z_{1L}=Z_{1R}=Z_1=\frac{K_mG_1}{2} \tag{5-1}$$

此时，每侧车轮的水平载荷为最大制动力，即轮胎与地面的最大附着力 X_{1L}(N)

$$X_{1L}=X_{1R}=X_1=\frac{K_mG_1}{2}\cdot\varphi \tag{5-2}$$

式中，G_1 为工程机械工作装置放在行驶位置，车辆静止状态的从动桥载荷(N)；K_m 为紧急制动时，惯性力引起的重量再分配系数，取决于制动减速度和车辆几何参数；φ 为附着系数，一般取 $\varphi=0.7$。

(2) 转向侧滑工况。工程机械转向时，车轮产生侧滑，车轮上的横向力达到最大值。若忽略纵向力，则最大侧向力可以由附着条件决定。以机械向右转为例，作用于机械重心的惯性力 F_j 在从动桥上的分力 F_{j1} 由车轮侧向反力之和 $Y_{1L}+Y_{1R}$ 来平衡，并形成一倾翻力矩，$F_{j1}H_g=(Y_{1L}+Y_{1R})H_g$，该力矩使得左、右车轮的垂直载荷发生变化。由于地面对车轮产生的水平侧向反力由附着条件决定，即 $Y_{1L}+Y_{1R}=G_1\varphi_1$，由力矩平衡方程式，得左、右车轮上附加的垂直反力为 $\pm G_1\varphi_1H_g/B$(向上取正值，向下取负值)，从动桥受到垂直载荷和侧滑时接地点横向反作用力的共同作用，某些断面将受到较大的负荷，故左、右车轮在转向侧滑时总的垂直反力(N)和侧向反力(N)(图 5.2)如下。

$$\begin{cases}Z_{1L}=\dfrac{G_1}{2}+\dfrac{G_1\varphi_1H_g}{B}=\dfrac{G_1}{2}\left(1+\dfrac{2\varphi_1H_g}{B}\right)\\Z_{1R}=\dfrac{G_1}{2}-\dfrac{G_1\varphi_1H_g}{B}=\dfrac{G_1}{2}\left(1-\dfrac{2\varphi_1H_g}{B}\right)\\Y_{1L}=Z_{1L}\cdot\varphi_1\\Y_{1R}=Z_{1R}\cdot\varphi_1\end{cases}\quad(\mathrm{N}) \tag{5-3}$$

式中，H_g 为整机重心高度(m)；B 为轮距(m)；φ_1 为侧向附着系数(取 $\varphi_1=1$)。

当然，向左侧滑和向右侧滑的可能性是一样的，所以从动桥的结构相对整机纵轴应该是对称的。

(3) 冲击工况。底盘在越过不平路面时引起垂直动载荷，假定此时不存在制动力和横向力，动载系数为 K_d，则在从动桥离车轮平面距离为 n 处的垂直载荷为

$$Z_{1L}=Z_{1R}=K_d\frac{G_1}{2}\quad(\mathrm{N})\tag{5-4}$$

由此可见，车架、副车架、车桥、销轴等零部件验算断面的计算载荷应根据具体机种、工况、部件、零件所在的位置加以分析确定。不同机械的计算工况，应根据其使用情况来决定。此外，机械在行驶过程中，可能会同时出现以上两种典型工况，此时可以用两种载荷的合成作为计算载荷。

2. 从动桥梁的强度计算

(1) 紧急制动工况。相关分析表明，紧急制动时在支座附近和主销附近从动桥梁容易产生破坏的危险断面，即 A—A 断面和 B—B 断面(图5-2)。其中 A—A 断面由 Z_1 和 X_1 产生的垂直面弯矩 M_v(N·mm)和水平面弯矩 M_h(N·mm)分别为

$$\begin{cases}M_v=Z_{1L}n=\dfrac{K_mG_1}{2}n\\ M_h=X_{1L}n=\dfrac{K_mG_1}{2}\phi n\end{cases}\tag{5-5}$$

设计时要求 A—A 断面合成应力 σ_u(MPa)应小于许用应力，即

$$\sigma_u=\sigma_{uv}+\sigma_{uh}=\frac{M_v}{W_v}+\frac{M_h}{W_h}\leqslant[\sigma_u]\tag{5-6}$$

B—B 断面承受的扭矩大于 A—A 断面承受的扭矩，但弯矩较小，设计时只需要满足扭转应力 τ(MPa)小于许用应力，即

$$\tau=\frac{M_\tau}{W_\tau}=\frac{X_{1L}r_d}{W_\tau}=\frac{K_mG_1\varphi r_d}{2W_\tau}\leqslant[\tau]\tag{5-7}$$

式中，W_v 为从动桥 A—A 断面在垂直面内抗弯断面系数($\mathrm{mm^3}$)；W_h 为从动桥 A—A 断面在水平面内抗弯断面系数($\mathrm{mm^3}$)；W_τ 为从动桥 B—B 断面抗扭断面系数($\mathrm{mm^3}$)；r_d 为车轮动力半径(mm)；n 为车轮平面至计算断面之间的距离(mm)。

(2) 转向侧滑工况。当车轮向左侧滑时，在从动桥梁左边的 A—A 断面及右边对应断面处的垂直面上的弯矩(N·mm)为(取 $\varphi_1=1$)

$$\begin{cases}M_L=Z_{1L}n-Y_{1L}r_d=\dfrac{G_1}{2}\left(1+\dfrac{2H_g}{B}\right)(n-r_d)\\ M_R=Z_{1R}n+Y_{1R}r_d=\dfrac{G_1}{2}\left(1-\dfrac{2H_g}{B}\right)(n+r_d)\end{cases}\tag{5-8}$$

可见向左侧滑时，从动桥右边 Z'_{1R}、Y'_{1R} 虽然减少，但是因为 $(n+r_d)$ 值较大，故不能忽视 M_R。

B—B 断面处忽略垂直反力产生的弯矩，其侧向力产生的弯矩 M'_L(N·mm)为

$$M'_L=Y_{1L}r_d=\frac{G_1}{2}\left(1+\frac{2H_g}{B}\right)r_d\tag{5-9}$$

(3) 冲击工况。越过不平路面时，从动桥梁 A—A 断面上由路面冲击引起的弯矩 M_d(N·mm)为

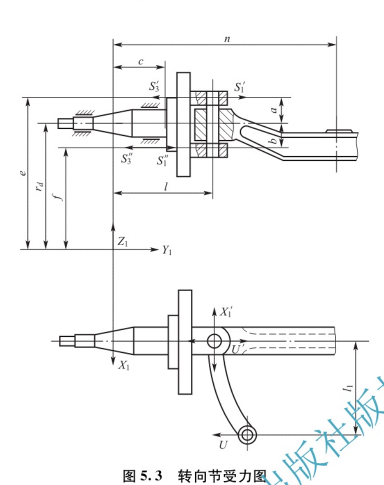


图 5.3　转向节受力图

$$M_d = K_d \frac{G_1}{2} \cdot n \tag{5-10}$$

3. 转向节强度计算

转向节受力情况如图 5.3 所示，强度计算仍按上述 3 种典型工况进行。但由于车轮轮毂和转向节轴之间装有两对轴承，轮毂上的制动力矩仅作用于制动鼓，故转向节轴不传递扭矩。

（1）紧急制动工况。转向节上的弯矩由垂直反力 Z_1 和制动力 X_1 产生。危险断面在转向节轴颈处，其弯矩 M_u(N·mm)为

$$M_u = c\sqrt{Z_{1R}^2 + X_{1R}^2} = c\sqrt{Z_{1L}^2 + X_{1L}^2} \tag{5-11}$$

（2）转向侧滑工况。路面作用于车轮上的垂直反力 Z_1 和侧向力 Y_1，左、右车轮不同，当机械向左侧滑时，则左、右两侧转向节轴颈处的弯矩(N·mm)为(取 $\varphi_1=1$)

$$\begin{cases} M_L = Z_{1L}c - Y_{1L}r_d = \dfrac{G_1}{2}\left(1+\dfrac{2H_g}{B}\right)(c-r_d) \\ M_R = Z_{1R}c + Y_{1R}r_d = \dfrac{G_1}{2}\left(1-\dfrac{2H_g}{B}\right)(c+r_d) \end{cases} \tag{5-12}$$

由于结构上 $c<<r_d$，$\dfrac{2H_g}{B}\approx 1\sim 2$。比较上述二式则有 $M_R<M_L$。因此可以得出如下结论：机械转向侧滑时，外侧转向节较内侧转向节危险。

（3）冲击工况。路面冲击载荷对转向节的反复作用，容易引起材料疲劳破坏，转向节轴颈处弯矩 M_u(N·mm)为

$$M_u = K_d \frac{G_1}{2} c \tag{5-13}$$

根据上述 3 种典型工况计算转向节轴颈处的弯矩，选取最大的弯矩进行强度校核计算

$$\sigma_u = \frac{M_{u\max}}{W_u} \leqslant [\sigma_u] \tag{5-14}$$

式中，W_u 为轴颈根部抗弯断面系数(mm)，$W_u = \frac{\pi}{32}d^3$。

转向节一般为整体锻造加工，材料通常选用 30Cr、40Cr 钢材，经淬火后回火制成，许用弯曲应力 $[\sigma_u]=450\sim600$MPa。

4. 主销强度计算

由图 5.3 可以看出，主销上的作用力是由地面对车轮的作用力通过转向节传来的。按从动桥 3 种典型受力工况，将垂直、纵向和侧向反力转移到主销上，求其合力，再校验其

强度。计算时假设主销上各力的作用点在主销套中心，并忽略主销内倾角的影响。校核强度时，对主销进行弯曲应力和剪切应力计算，对衬套则进行挤压应力计算。

主销结构可以做成实心或空心，通常采用 20Cr、18CrMnTi 或 20CrNi 等钢材制造，许用弯曲应力$[\sigma_u]$=500～600MPa，许用剪切应力$[\tau]$=50MPa。衬套材料一般为铸青铜，许用挤压应力$[\sigma_j]$=30MPa。

5.1.3 工程机械轮胎选择

轮胎尺寸是绘制工程机械底盘总布置图及进行各种性能计算的原始数据之一，因此在设计一开始就要考虑轮胎的选用问题。不同类型的工程机械具有不同的使用要求和条件，对轮胎的要求也各不相同。选用时应根据主机的种类及其具体要求，如负荷、缓冲性能、行驶速度、离地间隙、牵引性能、通过性能、耐磨性能等对轮胎的类型、胎面花纹、承载能力等进行合理的选择。

一般选择轮胎的步骤是，首先确定轮胎的结构类型(实心还是充气，标准还是宽基，有无内胎及充气压力等)及胎面花纹，然后根据轮胎类型和结构按负荷、外形尺寸及行驶速度等，在国家轮胎标准中选择符合预定要求的轮胎规格。

对于行驶速度较高的工程机械，在有条件的情况下，最好按轮胎的每小时吨-千米数(TKPH)及其轮胎选用程序来选择轮胎。

1. 轮胎类型、胎面花纹的选择

工程机械轮胎的选接应以机械的类型和作业条件为根据。除要满足承载能力和总体设计的要求外，还应考虑轮胎对机械的附着性能、转向性能、稳定性、减振性及经济性等多方面的影响。

根据机械用途和使用条件选择轮胎。工程机械轮胎的尺寸和载荷范围一般是在机械设计过程中确定的，但对某一机械通常有好几种不同的轮胎和车轮组合满足负荷和尺寸要求，因此必须根据机械的用途选择最适合于机械要求的轮胎型式，才能使轮胎和机械充分发挥其效能。

美国轮胎轮辋协会(TRA)根据机械用途的不同对越野轮胎进行了分类，为工程机械轮胎的正确选择提供了参考依据。TRA 将越野轮胎分为 4 种，用 E、G、L 和 C 表示，其中 E 表示运输用轮胎，G 表示路面平整用轮胎，L 表示装载和推土用轮胎，C 表示路面压实用轮胎，在每种代码下，又根据胎向花纹形式的不同，将轮胎分为若干种。工程机械作业条件不同对轮胎的性能要求也不相同，因此还必须根据预计的作业或使用条件选择适当的轮胎。

一般来讲，挖掘、起重类的工程机械工作时对整机稳定性具有较高的要求，而对牵引性能只有一般要求，因此宜采用直径较小、层级较多、负荷能力较大的充气轮胎，以降低其重心高度和减少轮胎的变形量(只有在仓库、码头等混凝土水平路面上低速行驶的机械才采用实心轮胎)。此外，这类机械大多具有比作业行驶速度大得多的空车行驶速度和在低速甚至在静止状态下作业的特点，因此选择轮胎时可以考虑实际行驶速度，以确定轮胎的承载能力，使轮胎的潜力得到充分的发挥和合理使用，故这类机械多数采用高压承载轮胎。

铲土、装载、运输类机械则要求轮胎在承受较大载荷的同时，还能降低单位接地压

力，增加接触面积以适应在坎坷不平地面和松软地面上的牵引性能，并提高行驶速度以改善在不平地面上行驶的缓冲性能，因此这类机械大多采用低压越野轮胎和宽基轮胎。

低压轮胎具有外形尺寸大、弹性好、接地面积大、接地比压小的特点。在软基路面上行驶时下陷小，通过性能好；在不平路面行驶时能吸收冲击和振动，缓冲性能好。

宽基轮胎一般只有大尺寸轮胎。这类轮胎比标准轮胎宽度大，具有气压较低，接地面积大，接地比压小和行驶稳定的特点。在松软地面上行驶时附着性能好，牵引力大，通过性能好。但由于轮胎宽度大，增加了转向时的转向阻力矩。

有特殊要求的工程机械，如轮胎式压路机可采用调压轮胎来提高压实效果。

工程机械轮胎的充气压力一般分为高压、低压和超低压 3 种，高压轮胎气压为 0.5MPa，低压轮胎气压为 0.15～0.45MPa，超低压轮胎气压在 0.15MPa 以下。轮胎气压的大小对工程机械的行驶性能和轮胎寿命有很大影响。

初选时，轮胎气压 P_t(MPa)可以由经验公式确定为

$$P_t=\frac{0.9G}{S} \tag{5-15}$$

式中，G 为单个轮胎的负荷(N)；S 为轮胎接地面积(mm^2)，$S=0.9ba$，其中 b 为轮胎断面宽度，a 为轮胎接地弦长，一般为轮胎自由半径的 1.03 倍。

工程机械轮胎花纹的选择应保证轮胎在规定地面上具有足够的附着力，同时还要具有较高的耐磨性能，易甩脱泥土，易导出帘布层中的热量，以保证安全行驶。花纹的形状和轮胎的使用性能及寿命有很大关系。因此合理选择花纹式样是很重要的。轮胎主要花纹形式如图 5.4 所示。

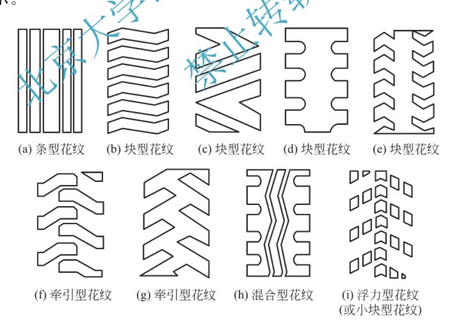


图 5.4 轮胎花纹形式

一般用于松软地面作业的铲土运输机械要求具有较大的牵引力，因此采用牵引型花纹为宜；在砂地、沼泽地带作业的工程机械，要求轮胎具有较大的抗陷能力，应采用浮力型花纹；而用于矿山碎石场地作业的机械，则要求轮胎具有耐磨损和耐刺伤的能力，所以应采用块型花纹或块型加深花纹。在一般道路或良好路面上作业的机械也采用块型花纹，工程机械基本上不采用混合花纹。为了使路面平整、压实均匀，轮胎式压路机采用光面轮胎。

目前国外装载机等工程机械广泛采用无内胎轮胎，由于没有内胎、垫带，故发热小，

散热性能好，并具有行驶安全性较好、维修方便、有利于在轮胎内充水或充其他填充物，使牵引性能进一步提高等优点。这种轮胎外表上与普通有内胎轮胎一样，其区别在于在胎的内表面有一层气密层，在轮胎与轮辋之间过盈配合以保证不漏气。由于这种轮胎对材质和工艺要求都比较高等原因，在我国只用于巨型工程轮胎。矿用装载机在轮胎外包保护链网及裹履带，防止石块刺穿或造成轮胎的严重磨损。

2. 影响轮胎承载能力的因素

轮胎的承载能力与轮胎的结构、尺寸、充气压力、行驶速度等有关。

改进轮胎的结构，主要是提高胎体帘布层和胎圈的强度。采用尼龙、钢丝帘布层，增加帘布层数及采用胎圈钢丝等，均可提高轮胎的承载能力；但增加帘布层层数，将使轮胎重量增加和滚动阻力加大。

轮胎的承载能力随着轮胎尺寸的增加而提高，所以大功率的重型工程机械均采用大直径轮胎。但过分增加轮胎直径，将使车轮惯性增大。轮胎尺寸对底盘的运动性能有很大影响，如轮胎动力半径，在确定传动系参数时，是必须考虑的因素。同时它对底盘的最小离地间隙、整机高度等也有影响。轮胎的宽度还将影响到车架的宽度、转向系统及工作装置的布置等。

选择轮胎的尺寸时，首先应根据轴荷分配计算出单个轮胎所需承受的最大负荷，并按工程机械国产轮胎国家标准选用适合的轮胎，以保证

$$Q>Q_{max} \tag{5-16}$$

式中，Q 为轮胎标准中所规定的许用载荷；Q_{max} 为轮胎所需承受的最大载荷。

改变轮胎的充气压力和行驶速度时，轮胎的许用载荷要发生变化。降低行驶速度，则可提高轮胎的承载能力。国家标准中对同一规格轮胎在不同充气压力和不同行驶速度时的承载能力均有明确规定，选用轮胎时可以从上述各因素的关系综合考虑加以比较后确定。

普通断面的工程机械轮胎规格以 $B-d$ 表示，其中 B 为轮胎断面宽度，d 为轮辋直径(单位 in)，如 9.00－20，即轮胎断面宽度为 9in(228.6mm)，轮辋直径为 20in(508mm)。宽基工程机械轮胎也以 $B-d$ 表示，不过其中 B 大多为带有 0.5 的小数，如 23.5－25，即轮胎断面宽度为 23.5in(596.9mm)，轮辋直径为 25in(635mm)。低断面的工程机械轮胎规格则以 $B/(H/B\times100-d)$表示，其中 B 为轮胎断面宽度，而 H 为轮胎断面的高度，d 为轮辋直径(单位 in)，如 16/(70－20)，即低断面工程机械轮胎其断面宽度 B 为 16in(406.4mm)，断面高度 H 为 11.2in(284.48mm)，而 H 与 B 之比为 11.2/16＝0.7，$B/H\times100=70$，轮辋直径最小值为 20in(508mm)。

3. 轮胎的每小时吨-千米数(TKPH)

目前在国外，如美国、日本等按使用条件和轮胎的 TKPH 来选择轮胎，该值表示轮胎的生热限度，用轮胎在单位时间内负载及运行的距离来表示，是综合指标。

轮胎的额定 TKPH 值视轮胎的规格、层级和结构等而异，它可在轮毂式里程试验机上测定。

按 TKPH 值选择轮胎时，轮胎的作业 TKPH 以机械的速度和负荷进行计算。

$$作业\ TKPH=平均速度\times平均负荷$$

$$平均速度=\frac{往返一次的距离\times一天往返次数}{一天的工作时间(包括休息和停车时间)}$$

$$平均负荷=\frac{空车重量+满载车重量}{2}$$

将作业 TKPH 和轮胎额定 TKPH 相比如下。

(1) 作业 TKPH<轮胎额定 TKPH，可以使用。

(2) 作业 TKPH>轮胎额定 TKPH：①改变作业条件，降低作业 TKPH；②选择额定 TKPH 较高的轮胎。

5.1.4 工程机械轮辋选择

轮辋是固定轮胎的基础，它使车轮保持一定的宽度和横向刚度。轮胎、轮辋及轮毂等组成车轮，共同承受作用在车轮上的负荷。

1. 轮辋的型式

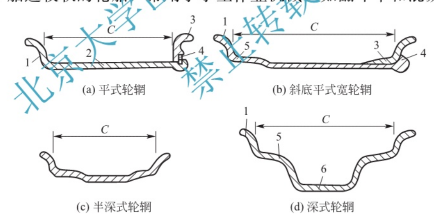
(1) 平底轮辋(FB)与斜底平式宽轮辋如图 5.5(a)和图 5.5(b)所示。它们常用于装载机、铲运机、平板车、起重机、挖掘机、压路机、叉车等。

(2) 平底宽轮辋(WFB)，适用于起重机、挖掘机、压路机和叉车等。

(3) 全斜底轮辋(TB)，适用于装载机、铲土机、推土机和叉车等。

(4) 半深槽轮辋(SDC)如图 5.5(c)所示，中部凹槽较浅。它常用于翻斗车、混凝土搅拌机、叉车及装载机等。

(5) 深槽轮辋(DC)如图 5.5(d)所示，是整体结构(断面)，中部有便于外胎拆装的凹槽。它只适用于胎边较软的轮胎，常用于小型作业机械，如翻斗车和混凝土搅拌机等。



(a) 平式轮辋　(b) 斜底平式宽轮辋

(c) 半深式轮辋　(d) 深式轮辋

图 5.5　轮辋断面型式

1—轮辋的边缘；2—轮辋的底座；3—挡圈；4—锁圈；5—斜底部；6—轮辋的鞍边

2. 轮辋规格的表示方式

轮辋规格是用横断面内侧宽度(in)和轮辋横断面边缘高度型号(大写英文字母)及轮辋的名义直径(in)来表示的，见表 5-1。如轮辋 6.50T×20，表示轮辋横断面的内侧宽度为 6.50in(165.1mm)，边缘高度为 T 型，其名义直径(与轮胎内结合处)为 20in(508mm)，直径前面的符号，平式轮辋一般用“—”，深式和半深式轮辋用“×”表示。

表 5-1　轮辋横断面边缘高度型号的相应尺寸表　(单位：mm)

C	D	E	F	G	H	J	K	L	S	T	V
15.88	17.45	19.81	22.23	27.94	33.73	17.27	19.56	21.59	33.33	38.19	44.45

3. 轮辋的选用

轮辋的选用主要是根据机械类型选定横断面的形式和轮辐的形式。轮辋的具体规格在轮胎尺寸型号选定后，在轮胎国家标准中已经规定配用的标准轮辋及允许使用的轮辋规格，所以一旦轮胎选定，轮辋的规格也就确定了。

5.2 履带式行走系设计

5.2.1 履带式底盘行走系的尺寸参数和结构布置

履带式底盘行走系尺寸参数的确定与结构布置，是在总体设计中已经确定了履带板的宽度 b、节距 B 和履带接地长度 L_0 的基础上进行的。在进行结构布置以前，首先要确定所采用的悬架是刚性悬架、半刚性悬架还是弹性悬架。图5.6所示为半刚性悬架的履带式底盘行走系在结构布置中需要确定的尺寸参数。

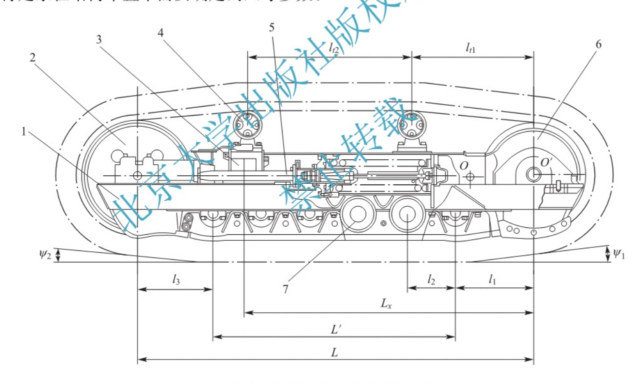


图 5.6 履带行走装置结构布置图

1—台车架；2—导向轮；3—悬架平衡架；4—托链轮；5—张紧装置；6—驱动轮；7—支重轮

1. 摆动铰点的布置

在总体设计中，通常已经确定了驱动轮的直径 D_K 和履带接地长度 L_0。对于采用普通驱动装置的半刚性悬架推土机的行走装置(图5.6)，其中多数台车架的摆动点 O 与驱动轮的中心 O' 重合，这样在台车摆动时，驱动轮与台车上面的构件的相对位置没有发生变化，履带的张紧程度没有改变，履带驱动段中附加的载荷较小，机器运行比较平稳，但驱动轮处的结构复杂，尤其是拆装最终传动或驱动轮时，必须拆装台车架，维修不方便。也有少数普通驱动装置推土机的摆动点 O 不与驱动轮的中心 O' 重合，使台车架仍绕 O 点摆动，

这样驱动轮处的结构简单，维修方便，但由于摆动时台车架上构件相对驱动轮的位置变化造成履带的松紧度变化，使履带驱动段的张力有较大的变化，从而履带、驱动轮轴、最终传动壳体将承受很大的动载荷，产生冲击。设计张紧装置时应该充分注意。

图 5.7 所示为卡特彼勒 D10 型高驱动推土机行走装置布置图。该机的台车架铰轴 3 到驱动轮 2 中心距离较远，采用了特殊的张紧装置和弹性悬架装置。

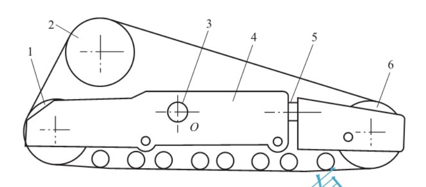


图 5.7　卡特彼勒 D10 型高驱动推土机行走装置布置图

1—后引导轮；2—驱动轮；3—台车架铰接轴；4—台车架；
5—张紧装置；6—前引导轮

为了使履带式工程机械有超越障碍的能力，履带行走系的前后端具有接近角 φ_1 和离去角 φ_2(图 5.6)。在考虑履带接地长度时，通常都认为：当 φ_1 与 φ_2 小于 5°时，可以看作履带接地长度 L_0 等于张紧轮(又称导向轮或引导轮)与驱动轮之间的轴距 L；而当 φ_1 与 φ_2 大于 5°时，则可认为 $L_0=L'+l_t$，即履带接地长度 L_0 等于两端支重轮之间的轴距 L' 加一个履带板节距 l_t。

2. 驱动轮

驱动轮一般置于机械后方，因为机器前进的时间多，而且牵引力大，这样履带驱动段的长度小，可以减少功率损失。但随着机器速度提高，上部履带松边的振跳加大，造成能量损失增加，这时驱动轮后置的功率损失反而增大。一般认为车速小于 15～20km/h 时，驱动轮后置有利；在车速大于 20km/h 的情况下，驱动轮前置较好。驱动轮中心的高度 h_k 应有利于降低整机的重心高度，其直径 D_k 应有利于增加履带的接地长度，但在决定上述两个尺寸时，还需综合考虑整机的离地间隙和离去角 φ_2 的值。履带推土机的 φ_2 值，一般不超过 2°～5°。

3. 张紧轮

较大的张紧轮可以减少履带载荷的波动，但增大张紧轮直径 D_0 受结构布置限制。张紧轮轮缘最高点，应比驱动轮低 10～60mm，这样能使上方区段的履带依靠本身重量顺势前滑。轮缘的最低点则受 φ_1 限制。履带推土机因前方有推土板开路，故接近角可较小，一般 φ_1 为 1°～3°。试验表明，张紧轮轴与最前面的支重轮轴之间的距离，一般不应小于履带节距 l_t 的 3 倍，否则履带运动的不均匀性太大。

4. 支重轮

支重轮的个数和布置应有利于使履带接地压力分布均匀。因此，在履带作业机械上均采用直径较小的多个支重轮，支重轮的个数随车辆的功率(或机重)的增加而增多。常见履

带推土机每侧支重轮为4～8个。当履带接地长度一定时，增加支重轮个数，可使接地压强均匀，减小履辙深度和滚动阻力，但增加个数后，势必减小直径，从而增大支重轮在履轨上滚动的阻力，综合考虑这两个因素，一般取支重轮直径 $D_z=(1\sim1.25)l_t$。各支重轮等距分布，轴间距 $l_z=(1.4\sim2.0)l_t$，最后端的支重轮轴与驱动轮轴之间的距离 $l_k=(2.3\sim2.6)l_t$，最前端的支重轮位置应保证张紧轮调整到最后极限位置而缓冲弹簧又压缩达最大值时不会发生干涉。驱动轮齿顶与支重轮轮毂之间，应留有足够的间隙，以防积泥。

5. 托轮

托轮主要用来限制上方区段履带的下垂量。因此，为了减少托轮与履带间的摩擦损失，托轮数目不宜过多，每侧履带一般为1～2个。

托轮的位置应有利于履带脱离驱动轮的啮合，并平稳而顺利地滑过托轮和保持履带的张紧状态。当采用两个托轮时，后面一个托轮应靠近驱动轮，并使托轮轮缘上平面高度到驱动轮中心的距离等于或大于驱动轮的节圆半径即 $0.5D_k$，以限制该处履带下垂，并使履带易脱开啮合。托轮的位置尺寸，通常为两托轮间距 $l_{t2}\approx0.4L$，后端托轮到驱动轮中心矩 $l_{t1}\approx0.5(L-l_{t2})$。

6. *履带*

履带节距 l_t 可参考同类机型选取，也可用式(5-17)估算

$$l_t=(56\sim73)\sqrt[4]{G_s} \tag{5-17}$$

式中，l_t为履带节距(mm)；G_s为整机使用重量(kN)。

减小 l_t，可使履带板绕上驱动轮时的惯性力和摩擦功减小，但使履带接地比压最大值增加。工程机械履带节距系列有173mm(6.811in)、203mm(8in)、216mm(8.5in)和228.5mm(9in)4种。

履带宽度 b(mm)和履带支承面长度 L_0(mm)应根据设计规定的履带接地比压来确定

$$\begin{cases} L_0=\sqrt{\dfrac{G_s}{2[p]\lambda}} \\ b=\lambda L_0 \end{cases} \tag{5-18}$$

式中，$[p]$为履带接地比压，几种常见的履带式机械接地比压见表5-2。λ为比例系数，$\lambda=b/L_0$，一般用途机械可取 $\lambda=0.18\sim0.22$，沼泽地用机械取 $\lambda=0.24\sim0.28$。

表5-2 各种履带式机械的接地比压

机械类别	接地比压/MPa	机械类别	接地比压/MPa
湿地推土机	0.01～0.03	装载机	0.05～0.09
推土机	0.03～0.07	一般履带机械	0.06～0.08

由于窄长的履带滚动阻力小，牵引、附着性能好，但转向阻力矩较大，为兼顾各种性能要求，履带宽度和支承面长度还应满足一定的比例关系。即按式(5-18)计算的 L_0 值还应满足转向的要求

$$\frac{L_0}{B}\leqslant\frac{2(\varphi-f)}{\mu} \tag{5-19}$$

式中，B 为履带节距(mm)；φ 为附着系数；f 为滚动阻力系数；μ 为转向阻力系数，疏松土壤取 $\mu=0.6\sim0.7$，硬土地取 $\mu=0.4$。

为满足强度和刚度要求，随着功率(或机重)的增大，履带节距增大，链轨节的结构尺寸也相应增加。增大履带节距可以减少履带板数目，有利于接地比压均匀和履带节销摩擦损失的降低，但将增大驱动轮的直径。

7. 悬架弹簧位置

为了提高行驶平稳性，应使较大部分的机体重量通过悬架弹簧承受，因此似乎弹簧的位置尺寸 l_x 越小越好，实际上 l_x 越小，台车架绕摆动轴在纵向垂直平面内的上下跳动就越大，从而引起履带卷绕运动不平稳，增加行走系内部的摩擦阻力和动载荷。一般推土机 $l_x+l_b\approx0.8L$。

5.2.2 悬架设计

1. 悬架类型和设计原则

悬架是指工程机械机体与行走机构相连接的一些元件。它把机体的重量传给行走机构，并缓和地面传给机体的冲击，保证工程机械的行驶平稳性。

作为工程机械的悬架，除应保证行驶平稳性外，还得考虑作业的稳定性，而这两者是矛盾的。因此设计悬架时，要从机种的具体作业情况出发，采用不同的结构。

悬架有刚性、半刚性、弹性三类结构。

刚性悬架为机体与行走机构之间保持刚性连接的结构。刚性悬架无弹性元件和减振器，不能减缓冲击和振动，但具有较好的作业稳定性，一般用于运动速度较低但要求稳定性良好的机械，如履带式挖掘机、摊铺机、旋挖钻机、吊管机、挖沟机和装载机。

半刚性悬架为机体后部与行走机构刚性连接，前部则通过弹簧支承在行走机构上，大部分履带推土机采用半刚性悬架。

弹性悬架是机体与行走机构之间完全借助弹性元件连接的结构，可以有较好的缓和路面冲击的作用。部分履带推土机，如美国卡特彼勒 D7L～D9L 采用的就是平衡式弹性悬架。

悬架用的弹性元件有钢板弹簧、螺旋弹簧、扭杆弹簧与橡胶块弹簧等不同结构。弹性元件用以缓和地面传来的冲击和振动。对弹性元件的设计要求是：①具有必要的弹性(刚度)；②能很快使振动衰减；③质量轻，消耗弹簧材料少。

机体振动的固有频率是表示行驶平稳性的一个重要指标。对人体生理的研究表明：当弹性元件的固有频率 f 在 1.5～2.5Hz 时，驾驶员的感觉良好。

$$f=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{c}{\left(\frac{G_1}{g}\right)}}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{\left(\frac{G_1}{c}\right)}}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{\delta_j}} \tag{5-20}$$

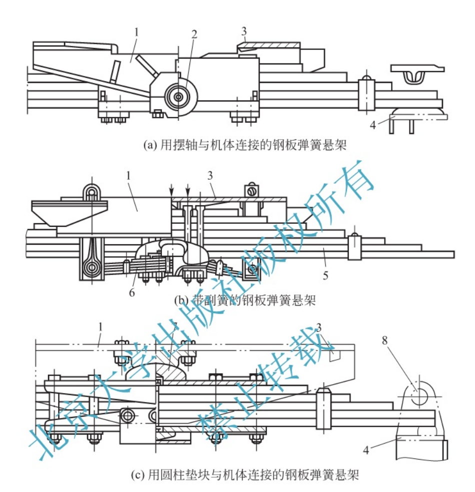
式中，f 为机体和弹簧振动的固有频率(Hz)；c 为弹簧刚度(kN/mm)；G_1 为机体作用在弹簧上的静载荷(kN)；δ_j 为弹簧在 G_1 作用下的变形(mm)；g 为重力加速度(mm/s^2)。

由式(5-20)可见，刚度越大，频率越高。为了降低频率就必须减小刚度以增加变形 δ_j。相应于 f 为 1.5～2.5Hz 的静变形 δ_j 为 40～110 mm，但履带式工程机械如推土机、装载机，悬架刚度很大，δ_j 只有 10～20 mm，这是因为这些机械的前方装有推土铲和装载

斗，为了保证作业的稳定性，因此δ_j不能太大。

2. 钢板弹簧的设计

钢板弹簧主要用作半刚性悬架的弹性元件。钢板弹簧由一些不同长度的弹簧钢板组成，采用长度递减的钢板，可以使整个弹簧接近于等强度梁以节约钢材，如图5.8所示。



(a) 用摆轴与机体连接的钢板弹簧悬架

(b) 带副簧的钢板弹簧悬架

(c) 用圆柱垫块与机体连接的钢板弹簧悬架

图5.8 半刚性悬架的钢板弹簧

1—车架的前横梁；2—摆轴；3—限位块；4—台车架；5—钢板弹簧；6—副簧；7—圆柱垫块；8—防止弹簧脱开装置

钢板弹簧一般钢板数$i=6\sim10$，最长的钢板称为主片，主片受力最严重，为增加强度，通常主片为2～3片。

钢板弹簧主片的下表面易先出现疲劳裂纹而损坏，这个表面在弯矩作用下承受拉伸应力，为了减小这个表面的应力，常将各片钢板做成不同曲率半径。当用骑马螺栓夹紧弹簧各钢板时，由于不同的曲率半径，各钢板内部产生不同的预应力，主片为负，其他片为正，这就可调节弹簧受载时各钢板内的应力值，以达到寿命和强度相等的目的。

在动载荷的作用下，弹簧变形增大，应力也随之增大，为了限制弹簧的变形和应力，可设置限位块。最大变形一般为静变形的2～3倍，此值如取得太小，限位块与弹簧就会经常碰撞，弹簧就不能很好的起缓冲作用，而且传给机体的动载荷急剧增大。试验表明，在高速行驶下，这种动负荷比静负荷要高出4～6倍，它发生在履带推土机越过障碍，机体前部急剧下降的时刻。

图 5.9 所示为两种钢板弹簧的结构参数与受力图，它们的变形量 δ 和弯曲应力 σ_u 计算如下。

对于图 5.9(a)：

$$\delta=1.35\frac{Pl^3}{3EJ} \tag{5-21}$$

$$\sigma_u=\frac{6Pl}{ibh^2} \tag{5-22}$$

对于图 5.9(b)：

$$\delta=1.35\frac{P\left(l-\frac{s}{2}\right)^3}{48EJ} \tag{5-23}$$

$$\sigma_u=\frac{3P\left(l-\frac{s}{2}\right)}{ibh^2} \tag{5-24}$$

式中，i 为弹簧片数；E 为弹性模量，$E=2.1\times10^5\text{MPa}$；$J$ 为总惯性矩，$J=\frac{ibh^3}{12}$。

钢板弹簧计算，可取两种受力工况：①两边支重轮架同时抬起，钢板弹簧达最大变形[图 5.10(a)]；②一边支重轮架抬起，钢板弹簧达最大变形［图 5.10(b)］。对于第①种受力工况用式(5-24)计算，对于第②种受力工况用式(5-22)计算。

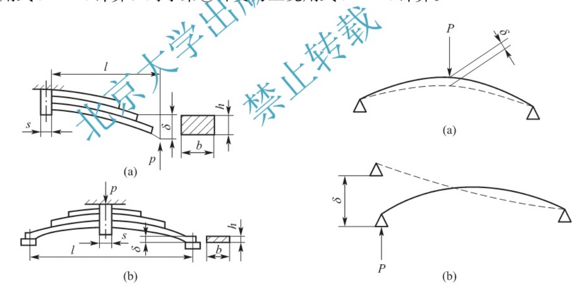


图 5.9　钢板弹簧的结构参数与受力图　　**图 5.10　钢板弹簧的两种计算工况**

钢板弹簧常用 55Si2Mn、60Si2Mn、55CrMnA 钢材制造，按静载荷计算时，钢板弹簧的许用弯曲应力$[\sigma_u]=250\text{MPa}$。

钢板弹簧结构简单，制造方便，各钢片间的摩擦能使振动较快衰减，它的缺点是弹簧的单位重量储能量低，弹簧钢消耗大。

3. 橡胶块弹簧设计

以橡胶块作为弹性元件的橡胶弹簧平衡梁悬架，是 20 世纪 70 年代发展起来的一种较先进的结构，如图 5.11 所示，橡胶弹簧平衡梁悬架由橡胶块 3 和平衡梁 1 等组成。橡胶块夹在上下支座中间的楔形槽内，上支座 2 的顶面为弧形表面，以保证平衡梁横向摆动时

与支座有良好接触。下支座 4 用螺钉固定在台车架纵梁 5 上。平衡梁中部与车架横梁铰接，可绕该铰接点做横向摆动，限位面 6 用来限制弹簧的最大变形量。

这种结构的特点是承载能力大，单位重量储能量大，另外橡胶具有较大内阻力，有较好的衰减振动作用。橡胶弹簧平衡梁悬架结构简单，寿命长，不需特殊的维护保养，成本也较低廉，因此近年来在履带推土机上得到了广泛采用。

图 5.11 橡胶弹簧平衡梁结构简图

1—平衡梁；2—上支座；3—橡胶块；4—下支座；5—台车架纵梁；6—限位面

(1) 橡胶弹簧的刚度。如图 5.12 所示，在载荷 G_1 的作用下，每一个倾斜安装的橡胶块受到剪切分力 P_s 和压缩分力 P_c 的作用而同时产生剪切变形和压缩变形，故每个橡胶块的刚度 C_0(N/mm)为

$$C_0=\frac{P}{X}=\frac{A}{h}\left(\frac{\sin^2\alpha}{E_\tau}+\frac{\cos^2\alpha}{E_\alpha}\right) \quad (5-25)$$

式中，P 为作用在每个橡胶块上的载荷(N)，$P=G_1/2$，G_1 为平衡梁作用在一侧弹簧上的载荷；A 为橡胶块的承载面积(mm^2)；h 为橡胶块厚度(mm)；E_τ 为橡胶的剪切弹性模数(MPa)；E_α 为橡胶的名义弹性模数(MPa)；α 为橡胶的安装角(°)；X 为橡胶块总变形(mm)。

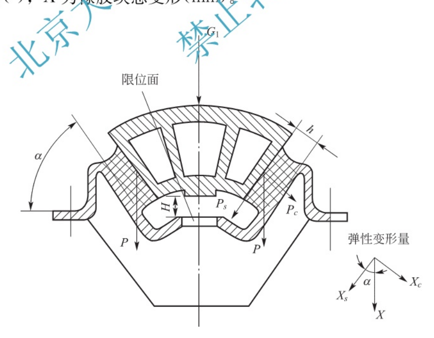


图 5.12 橡胶弹簧受力简图

橡胶块的名义弹性模数 E_α 是一个与结构参数有关的物理量。因为橡胶块受压缩时产生的侧向膨胀变形与受载表面状况有关，其中一个主要因素是承载表面与压板之间的摩擦系数。摩擦使橡胶块侧向膨胀受到限制，在橡胶层之间产生附加的剪切应力，越靠近承载表面，剪切应力越大，故名义弹簧模数 E_α 可用式(5-26)确定

$$E_\alpha = K_m E_\tau \tag{5-26}$$

式中，K_m为弹性模数变化系数。其值与橡胶块形状有关，在线性弹性变形范围内，形状特征可用形状系数K_f来表示。

$$K_f = \frac{A}{A_f} \tag{5-27}$$

式中，A为橡胶块的承载面积；A_f为橡胶块侧向自由表面积。

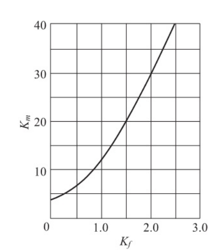


图 5.13　K_m与K_f的关系曲线

由K_f值可从图 5.13 查得K_m的值。

橡胶块的剪切弹性模数E_τ与橡胶块的结构无关，而与橡胶的性质(主要是硬度)有关，一般在 80～120MPa。

橡胶弹簧平衡梁悬架总刚度$C=2C_0$。

(2) 橡胶块的安装角α。由式(5-24)可知，橡胶弹簧的刚度C_0与安装角α有关。

当$\alpha=0°$时，为纯压缩情况，橡胶的承压能力强，但弹簧的变形量δ小，因此吸收能量的能力也小。

当$\alpha=90°$时，为纯剪切情况，橡胶抗剪切的能力差，虽然弹簧的变形量δ大，但总的吸收能量的能力仍小。

当$\alpha=60°$时，弹簧的弹性变形和承载能力都较大，因此弹簧吸收能量的能力最大。此时，弹簧的压缩变形能和剪切变形能都得到了充分利用。

因此，通常取橡胶块的安装角$\alpha=55°$～$60°$。

为了防止超载造成橡胶弹簧损坏，弹簧支座底部应该设计限位面(图 5.12)，在限位面的中间要开长孔，防止泥沙堵塞，影响弹簧工作。

(3) 橡胶弹簧的强度计算。一般情况下橡胶弹簧的抗压能力比抗剪切能力大，因此只需进行抗剪切强度验算。剪切应力σ_τ为

$$\sigma_\tau = \frac{E_\tau X_c}{h} \tag{5-28}$$

式中，X_c为橡胶块的切向弹性变形(图 5.12)，$X_c = X\sin\alpha$。

许用剪切应力$[\sigma_\tau]=30$～40MPa。

采用半刚性悬架的机器，其行驶速度不宜超过 15km/h。半刚性悬架中的台车架是行驶系中一个很重要的骨架，支重轮、张紧装置等都要安装在这个骨架上，它本身的刚度及它与机体间的连接刚度，对履带行驶系的使用可靠性和寿命有很大影响。若刚度不足，往往会使台车架外撇，引起支重轮在履带上走偏和支重轮轮缘啃蚀履带轨，严重时要引起履带脱落。为此，应采取适当措施来增强台车架与车架的连接刚度。

4. 弹性悬架

半刚性悬架难以实现机器高速行驶，当机器的速度较大时需要采用弹性悬架。图 5.14 所示为东方红-75 拖拉机的行驶系。它没有统一的台车架，各部件都安装在车架上。机器的重力由车架通过 4 套平衡架传到 8 对支重轮，再传到履带上。由于平衡架是一个弹性系统，故称为弹性悬架。

平衡架的结构如图 5.15 所示，它由一对互相铰接的内、外空心平衡臂 2、7 组成。内、外平衡臂 2、7 之间由销轴 3 铰接，在外平衡臂 7 的孔内装有滑动轴承，通过支重梁

横轴4将整个平衡架安装到车架上，并允许平衡架绕支重梁轴摆动。悬架弹簧1由两层螺旋方向相反的弹簧组成，螺旋方向相反是为了避免两弹簧在运动中重叠而被卡住。悬架弹簧压缩在内、外平衡臂2、7之间，用来承受拖拉机的重力与缓和地面对机体的各种冲击。螺旋弹簧的柔性较好，在吸收相同的能量时，其重力和体积都比钢板弹簧小，但它只能承受轴向力而不能承受横向力。

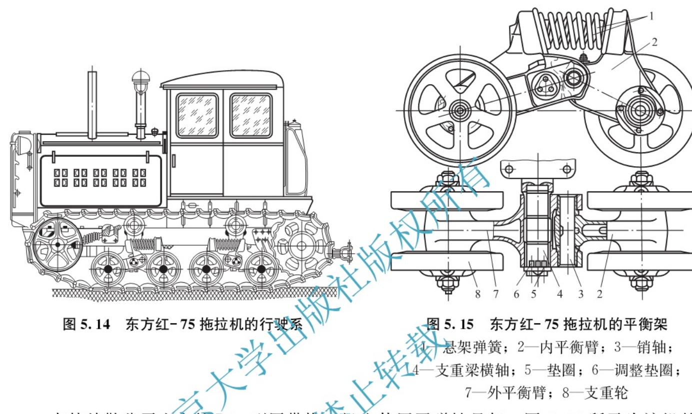


图5.14　东方红-75拖拉机的行驶系

图5.15　东方红-75拖拉机的平衡架

1—悬架弹簧；2—内平衡臂；3—销轴；
4—支重梁横轴；5—垫圈；6—调整垫圈；
7—外平衡臂；8—支重轮

卡特彼勒公司生产的D10型履带推土机也使用了弹性悬架，图5.16所示为该机的行走装置简图。支重轮4每两个为一组装在平衡悬架5上，靠近后引导轮2的一组支重轮悬架铰接在双臂平衡杆3上，双臂平衡杆的另一端与引导轮铰接，其中部与台车架7铰接；中间的两组平衡悬架5铰接在单臂平衡杆6上，单臂平衡杆6也与台车架7铰接。这样，当履带在不平路面上行驶时，支重轮和引导轮都可以随路面形状相对台车架上下摆动。在不平度较大的路面行驶时，该机的台车架还可以带动所有的支重轮、引导轮绕铰接轴中心O(图5.7)在行走系的纵向垂直平面内作上下摆动，因而使履带与路面始终保持良好的接触，改善了车辆的牵引附着性能。同时，也避免了单个支重轮受力，使载荷比较均匀地分布到各部件上，提高了行走系的承载能力。橡胶减振块8一方面限制支重轮或引导轮的摆动范围，另一方面能吸收和衰减振动和冲击。因此这种悬架结构具有承载能力大、行走平稳、噪声小、乘坐舒适及附着性能好等优点，适用于大型土石方工程作业机械。

使用这种结构后，机体的全部重量(包括行走装置中的托链轮、引导轮、驱动轮等)都经弹性元件传给支重轮，因此，比半刚性悬架具有更好的缓冲性能，并且能更好地适应地面不平情况，但结构复杂。如图5.14所示的结构目前只用于小功率的机器上，东方红-75拖拉机的发动机功率仅为55kW。D10型推土机的发动机功率达到了522kW，但由于其悬架结构的销轴太多，为了提高效率，该机的悬架系统采用了稀油润滑，布置了大量浮动油封。尽管它经久耐用，但其结构复杂，制造工艺要求高。

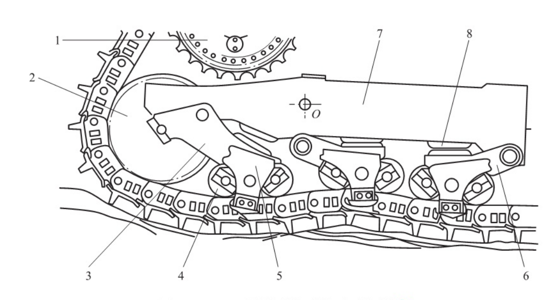


图 5.16　D10 型推土机的行走装置简图

1—驱动轮；2—后引导轮；3—双臂平衡杆；4—支重轮；5—平衡悬架；
6—单臂平衡杆；7—台车架；8—橡胶减振块

5.2.3　履带设计

履带是用于将机械的重力传给地面，并保证机械发出足够驱动力的装置。履带经常在泥水、凹凸地面、石质土壤中工作，条件恶劣，受力情况复杂，极易磨损。因此，除了要求它有良好的附着性能外，还要求它有足够的强度、刚度和耐磨性。但是，履带在工作中的状态变化较多，为了减小冲击，重量应该尽可能轻些。履带类型有组合式履带和整体式履带。

履带设计的主要内容包括履带板结构形式和履带节距 l_t 的确定，履带销的强度计算。履带的主要设计要求是提高耐磨性和延长使用寿命。

1. 组合式履带

目前，履带式机械广泛采用组合式履带。组合式履带的优点是各零件可根据不同要求采用不同材料，并分别进行机械加工再装配，使加工方便，能采用先进制造工艺，而且履带销与销套摩擦阻力小，使履带转动灵活，降低功率消耗。此外，在履带板或链轨节磨损后，只需更换被磨损部分，不会使整块履带报废，更换不同型式的履带板就可适应不同的使用条件。组合式履带的缺点是结构较复杂，重量大，拆装不便，连接螺栓易折断。

组合式履带广泛应用于中低速、大功率、经常行走的工程机械。目前，关于组合式履带的标准有 JB/T 2602—2001《工程机械组合式履带总成》。

图 5.17 所示为 D80 型推土机的组合式履带结构。它由履带板、链轨节、履带销和销套组成。其履带板用螺栓固定在链轨节上，链轨节用履带销等零件铰接在一起。

(1) 履带板。履带板的结构形式对机器的使用性能影响很大，图 5-18 所示为几种常见的履带板形式。

图 5.18(a)所示为单履齿形履带板。履带板上仅有一个凸起的履齿，是标准型履带板。能产生较大的牵引力，一般用在推土机上。

图 5.18(b)所示为矮履齿形履带板。履齿较标准型履齿矮，切入土中较浅，使车辆容

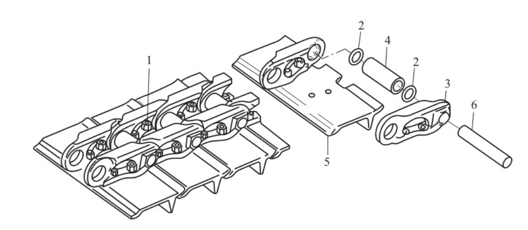


图 5.17 D80 型推土机的组合式履带结构

1—履带板用螺栓；2—防尘圈；3—链轨节；4—销套；5—履带板；6—履带销

易转向，常用于履带式起重机和挖掘机上。

图 5.18(c)、图 5.18(d)所示为双履齿形和三履齿形履带板。这两种履带板的强度和刚度都增强了，可防止由重载引起的履带板弯曲。由于切入地面的深度较浅，车辆转向性能较好，多用于履带装载机和挖掘机上。

图 5.18(e)所示为平滑履带板。它没有明显凸起的履齿，适于在坚硬的岩面上作业和在公路上行驶，如水泥混凝土摊铺机、沥青混凝土摊铺机、沥青路面铣刨机通常使用平滑履带板，但许多在其上安装耐磨橡胶垫块。

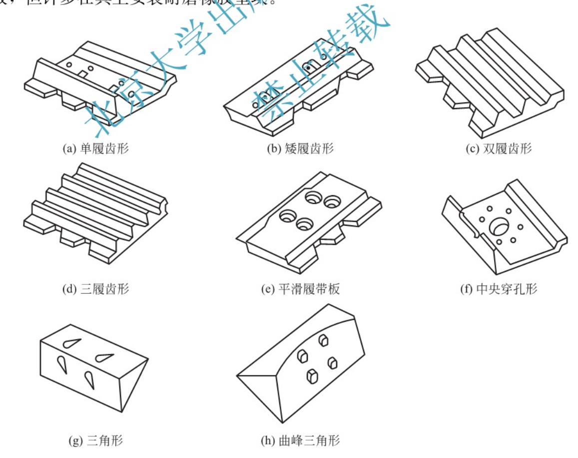


图 5.18 常见的履带板形式

图 5.18(f)所示为中央穿孔形履带板。履齿在履带板端部，有自行清除泥雪的作用，适宜在雪地和冰上作业。

图5.18(g)、图5.18(h)所示为三角形履带板或曲峰三角形履带板。这两种履带板接地面积大，适用于松软泥泞地带作业，能很好发挥牵引性能且不易下陷。其中曲峰三角形履带板可较好地自行清除夹泥，故可用于湿地推土机上。

为节省材料、提高质量，工程机械用的履带板已有标准，常用材料为40Mn2Si，应该优先选用。如有特殊需要，可以用ZG40Mn、ZG40Mn2铸造。

(2) 链轨节。链轨节是用来连接履带板使之成为一条包围在引导轮、驱动轮、支重轮和托链轮上的环形钢带，以传递驱动力并作为支重轮的轨道，承受机体的重量。因此要求链轨节具有足够的抗拉和抗压强度，轨面应该具有良好的耐磨性。链轨节可以用45钢模锻，调制处理后，表面淬硬HRC50～55；要求较高时，应采用40MnB。链轨节的主要破坏形式是工作轨面磨损和啃轨。对于链轨节尺寸较小，批量不大的机器可以参照重载弯板链条的链板设计；也可按经验公式［式(5-17)］计算，所确定的l_t尺寸必须符合我国工程机械“四轮一带”标准。缩小节距l_t，可以增加履带运动的平稳性。节距l_t随着工程机械功率的增大而增大，这是由于工程机械功率增大后，零件受载增大，为了满足强度和刚度要求，必须相应增大履带的结构尺寸。

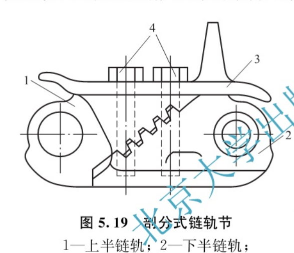


图5.19　剖分式链轨节
1—上半链轨；2—下半链轨；
3—履带板；4—连接螺栓

为了方便拆装履带，卡特彼勒的D8型推土机采用剖分式链轨节(图5.19)，只要拧开连接螺栓4链条即从此处断开，拆装方便。

链轨节主要验算销孔的拉伸应力σ_p，计算如下

$$\sigma_p=\frac{P_{k1\max}}{2(R-r)\sum b} \tag{5-29}$$

式中，R为链轨节一端外圆半径；r为链轨节销孔内圆半径；$\sum b$为链轨节一端销孔宽度总和；$P_{k1\max}$为计算载荷。

计算履带各零部件强度时的计算载荷按机械在横坡上工作工况，机重G_s的75%由一侧履带承受，发动机提供给驱动轮以足够的力矩，传到下侧履带的最大驱动力受地面附着条件限制。

计算载荷$P_{k1\max}$可按式(5-30)确定

$$P_{k1\max}=\phi AG_s \tag{5-30}$$

式中，A为推土机在斜坡上工作时，机体重量对两侧履带的重量分配系数，可取$A=0.75$；ϕ为附着系数，可取$\phi=1$。

许用应力$[\sigma_p]=150～200$MPa。

(3) 履带销与销套。履带销和销套是连接链轨节的铰链环节。为了使链轨节孔不致磨损，将履带销和销套分别以一定的过盈量(0.15～0.45mm)压入链轨节孔中，使磨损发生在销和销套之间，磨损后只需更换履带销和销套。履带销与销套之间为间隙配合，其间隙为0.2～0.4mm。

履带销可用50Mn钢制造，经高频淬火硬度为HRC56～63。销套可用20Mn钢制造，经渗碳淬火处理后，其表面硬度应为HRC58～64。

由于履带销与链轨节之间是过盈配合、拆装困难，每条履带应该有一个便于拆卸的接

头，接头处应该有记号。

前述的组合式履带结构简单，目前使用广泛，但由于泥沙易进入履带销与销套之间的间隙，使用寿命短。

卡特彼勒的D8型推土机采用了密封润滑履带，其结构如图5.20所示。在履带销和销套间充入润滑油，从而减少销和销套的磨损、提高销和销套的使用寿命及行走系统效率。稀油润滑的履带销必须有可靠的密封，用两个密封圈防止油液泄漏。这种结构使用性能很好，但比较复杂，而且工艺难度大。

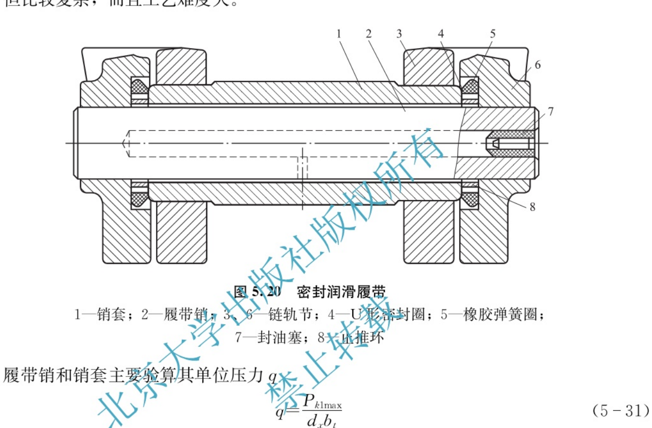


图5.20 密封润滑履带

1—销套；2—履带销；3、6—链轨节；4—U形密封圈；5—橡胶弹簧圈；7—封油塞；8—止推环

履带销和销套主要验算其单位压力 q

$$q=\frac{P_{k1\max}}{d_x b_t} \tag{5-31}$$

式中，d_x为履带销直径；b_t为销套宽度。许用［q］值一般在10MPa左右。

强度计算可以按机械零部件的常用方法进行。履带板和链轨节应验算抗拉强度，履带销需作弯曲强度和剪切强度的校核。

2. 整体式履带

图5.21所示为整体式履带的一种结构，这种履带的履带板通常由高锰钢整体铸造而成，在履带中部铸出驱动齿。驱动轮通过该齿驱动履带。整体式履带的履带板彼此用履带销2连接，履带销两端用锁销7防止履带销外移。履带板可以没有履齿，也可以有履齿，但多为小齿。

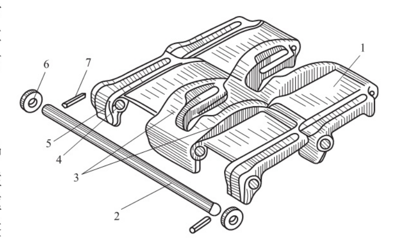


图5.21 整体式履带

1—履带板；2—履带销；3—导向筋；4—销孔；5—节销；6—垫圈；7—锁销

整体式履带比组合式履带具有结构简单、质量轻、容易实现高强度等优点。但履带板

是整体浇注的，为了耐磨其常用材料为 ZGMn13、ZG45Mn。由于履带销孔较长，加工较困难(其中 ZGMn13 几乎不能加工)，因此多数履带是不加工的。这样就使履带销与销孔之间不能保持一定的配合关系，而存在较大间隙，泥沙很容易进入此间隙中，造成效率低，磨损快，而且履带板磨损后必须将整块履带板报废。

整体式履带板可用于小型机器(如东方红-75 拖拉机)，以减轻重量；也可以用于不太行走的重型机器(如挖掘机)。

5.2.4 驱动轮设计

驱动轮将传动系的动力传至履带，以产生使车辆运动的驱动力。驱动轮有组合式和整体式两种。要求驱动轮与履带的啮合性能良好，即在各种不同行驶条件和履带不同磨损程度下啮合应平稳，进入和退出啮合要顺利，不发生冲击、干涉和脱落履带的现象，其次要耐磨且便于更换磨损元件(如齿圈)。

1. 主要参数

(1) 节距：应与履带节距一致。工程机械上常用的节距数值有 173mm、203mm、216mm 和 228.5mm 四种。

(2) 齿数：增加驱动轮齿数 Z_d，能使履带速度均匀性改善，摩擦损失减少，但导致驱动轮直径增大，引起机重和整机高度的增加。工程机械上许多产品的链条在驱动轮上是隔一个齿啮合的，这样自动清除泥土的效果好。这种间齿啮合的驱动轮齿数一般为奇数，使得啮合过程中每个齿都能和节销啮合。若齿数为偶数，则仅有一半齿参加啮合，齿面磨损后拆下重装时，可以让另一半齿参加啮合，这样可以延长使用寿命。驱动轮的齿数通常 $Z_d=23\sim27$。

(3) 节圆半径：减少驱动轮节圆半径 r_d 可以使总传动比减小，机重减轻。但节圆半径过小会使齿数变少，引起传动不均匀。驱动轮节圆半径 r_d(mm)可以按式(5-32)计算

$$r_d=\frac{l_t}{2\sin(360°/Z_d)} \tag{5-32}$$

履带式机械驱动轮节圆半径一般为 $r_d=400\sim500$mm。

2. 驱动轮齿形

驱动轮齿形设计应满足下列基本要求。

(1) 保证节销能顺利进入啮合和顺利退出啮合而不致发生干涉。为了引导履带进入啮合并防止由于履带跳动而掉轨，齿面上除了工作段以外，还要有一段较长的齿顶高。

(2) 在履带节距伸长较多时仍能很好工作，以延长履带的使用寿命。

(3) 保证工作面间的冲击力和接触应力小，以使磨损轻、寿命长和工作可靠。

驱动轮常用的齿形有直线形和凹齿形两种。目前常用的是凹齿齿形。如图 5.22 所示，凹齿齿形是由三段圆弧 $\widehat{ab}$、$\widehat{be}$、$\widehat{de}$ 和一段直线 $\overline{cd}$ 组成。为了适应有砂土卡入时的工作，齿廓两侧圆弧不同心，相距 e。通常 $e=0.07(l_t-d_1)$，这种齿形的绘制方法如下。

① 以驱动轮节圆半径 r_d 为半径画圆弧，在圆弧上任选一点 O_1；②以 O_1 为圆心，以 r_1 为半径($r_1=0.5d_1+0.2$mm)作圆弧，作 O_1 与驱动轮中心的连线交该圆弧于 a 点；③以 O_1 为顶点，作 $\angle aO_1b=\alpha=(55°\sim60°)/Z_d$ 得 $\widehat{ab}$；④从 O_1 点起，取坐标 $X_2=0.8d_1\sin\alpha$，$Y_2=$

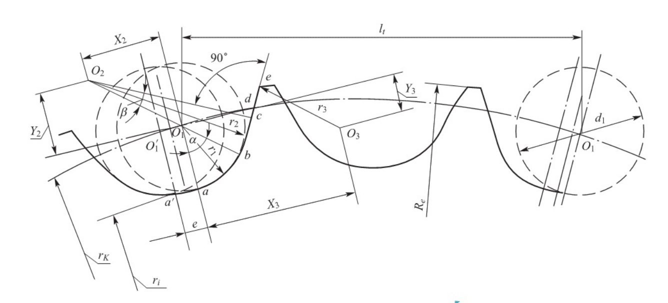


图 5.22　驱动轮齿型

$0.8d_1\cos\alpha$ 得 O_2 点；⑤以 O_2 为圆心，以 $r_2=1.3d_1+0.2\text{mm}$ 为半径作圆弧$\widehat{bc}$，$\widehat{bc}$所对应的圆心角 $\beta=18°-\dfrac{112}{Z_d}$；⑥从 O_1 点起，取坐标 $X_3=1.24d_1\cos(360°/Z_d)$，$Y_3=1.24d_1(360°/Z_d)$得到 O_3 点；⑦以 O_3 为圆心，以 $r_3=d_1\left[0.8\cos\left(18°-\dfrac{112°}{Z_d}\right)+1.24\cos\left(17°-\dfrac{128°}{Z_d}\right)-1.3\right]-0.2\text{mm}$ 为半径作圆弧$\widehat{de}$，$\widehat{de}$弧与齿顶圆交于 e 点；⑧过 c 点作$\widehat{dc}$的切线与$\widehat{de}$的交点就是 d 点，切线上的线段$\overline{cd}$为齿型上的直线段；⑨在节圆上再找一点 O_1'，使$\overline{O_1'O_1}=e$，以 O_1' 为圆心，按上述步骤作另一侧齿形；⑩最后将齿槽根部 a、a' 两点以直线相连。

凹齿齿形能减少接触应力，但修复较困难。

需要说明的是，以上齿型的作法是针对履带总成与链轮相啮合的部分为与履带销轴同心的圆柱面(圆柱的直径为 d_1，如图 5.22 所示)时的情况。如果履带与链轮的啮合处为其他形状，则应按具体情况设计。图 5.23 所示为一种挖掘机上的履带板和驱动轮。

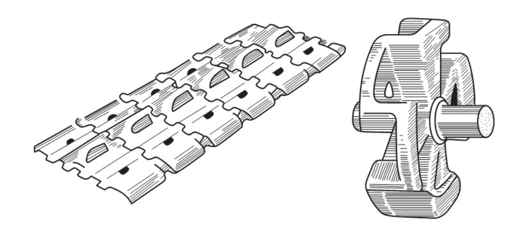


图 5.23　挖掘机的履带板和驱动轮

有的挖掘机采用一种不等节距齿驱动轮，它只有 8 个齿，其结构如图 5.24 所示。其中有两个齿之间的节距最小，所对的中心角为 31°18′15.5″，而其余的节距均相等，所对中心角为 46°57′23.5″。驱动轮上的链条是等节距的，每个节距对应的驱动轮中心角为 31°18′

15.5″。这种驱动轮的轮齿并非在履带的包角范围内都同时啮合，同时啮合的齿仅有两个左右。由于链轨节与驱动轮踏面相接触，因此，一部分扭矩便由驱动轮的踏面来传递，同时履带中很大的张紧力也由驱动轮踏面承受。这样就减少了轮齿的受力，也减少了磨损，提高了驱动轮齿的寿命。

这种驱动轮的轮齿要驱动轮转两圈才啮合一次。此外这种驱动轮由于齿数少，加工容易，要求精度低，若铸造质量较好不必加工即可使用。它的缺点是链轨节与链轮踏面易磨损，使用寿命较低。

这个驱动轮实质上是把一个 23 齿的驱动轮每三齿去掉两齿(中心角为 46°57′23.5″的部分)或者每两齿去掉一齿(31°18′15.5″部分)后形成的。读者可以按照这个思路设计。

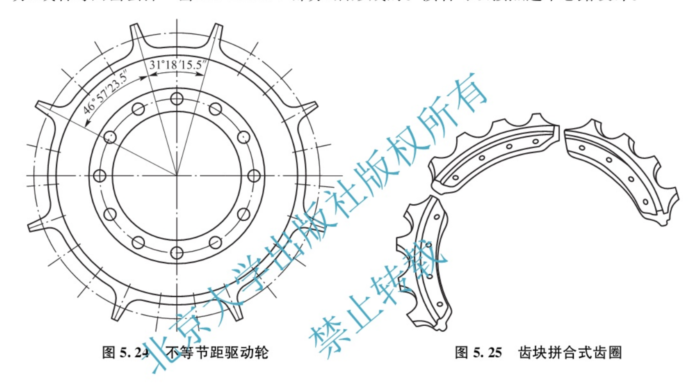


图 5.24　不等节距驱动轮　　　图 5.25　齿块拼合式齿圈

3. 强度计算

驱动轮的计算载荷与履带一样［参见式(5-30)］，假定一侧履带所传递的最大驱动力受地面附着条件限制，并认为扭矩只经一个轮齿传递。按机械零部件的计算方法验算轮齿的弯曲强度和齿面接触强度。

驱动轮轮齿根部的弯曲应力 σ(MPa)应满足

$$\sigma=\frac{M}{W}=\frac{0.75G_s h}{W}\leqslant[\sigma] \tag{5-33}$$

式中，h 为齿高(单位为 mm，假定力作用在齿顶)。

驱动轮轮齿齿面挤压应力 σ_j(MPa)应满足

$$\sigma_j=184\sqrt{\frac{G_s}{bd}}\leqslant[\sigma_j] \tag{5-34}$$

式中，b 为轮齿宽度(mm)；d 为履带销套外径(mm)。

4. 驱动轮的结构和材料

驱动轮的结构有整体式(图 5.23)、齿圈式(图 5.24)和齿块拼合式(图 5.25)3 种。对

于尺寸较大的驱动轮，许多机器采用齿圈式或齿块拼合式齿圈。其中齿块拼合式齿圈使用方便，在工地也可以更换，但要注意加工和安装精度。驱动轮轮齿工作时受履带销套反作用的弯曲压应力，并且轮齿与销套之间有磨料磨损，因此，驱动轮应选用淬透性较好的钢材。驱动轮通常用铸钢(如 ZG50Mn2、ZG42SiMn)铸造，齿面中频淬火后硬度为 HRC48～55。若要求较低，可以采用 ZG310～ZG570，热处理后表面硬度应该大于 HB300～400。

齿块式驱动轮的结构可参照 JB/T 11009—2010《履带式推土机　驱动轮齿块用螺栓》、JB/T 11010—2010《履带式推土机　履带和齿块用螺母》、JB/T 11011—2010《履带式推土机　驱动轮齿块》设计。

5.2.5　支重轮与托链轮设计

1. 支重轮设计

支重轮用来支承机器重力。它是在履带链轨节或者履带导轨板上滚动的，因此，还用它来夹持履带，防止履带横向滑移脱轨，并在转向时带动履带在地面上侧向滑动。支重轮常在泥水中工作，并且承受较大的冲击载荷。因此，要求密封可靠、轮缘耐磨和滚动阻力小。

关于推土机支重轮的标准为 JB/T 2983.1—1998《履带式推土机　支重轮》。图 5.26 所示为推土机支重轮的结构图。

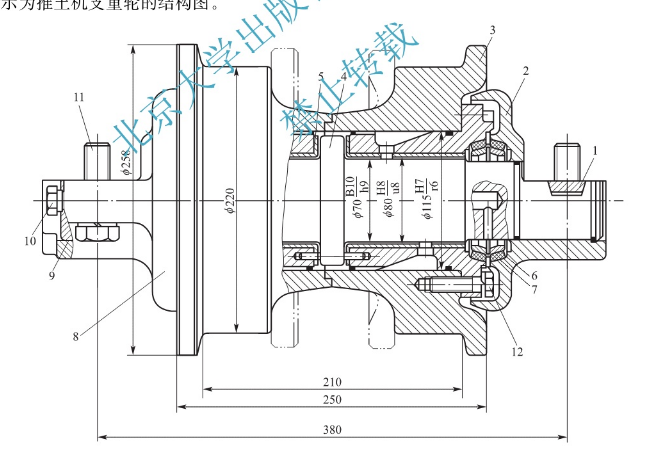


图 5.26　推土机的支重轮

1—平键；2—支重轮内盖；3—支重轮体；4—支重轮轴；5—轴套组合件；6—浮封胶圈；7—浮封环；8—支重轮外盖；9—挡圈；10—螺塞；11—支重轮固定螺栓；12—轴套固定螺栓

支重轮通过装在支重轮轴 4 两端上的支承轮内外盖 2 和 8，用支重轮固定螺栓 11 固定在台车架两纵梁的下平面上。在支重轮内盖和轴内端上都开有键槽，平键 1 装于此槽中并套于支重轮的固定螺栓上，所以支重轮轴 4 就固定不动。支重轮体 3 通过轴套组合件 5 支承在支重轮轴上。

轴套组合件起轴承的作用，由铸铁套和表面烧结铜合金的轴套组成，彼此用过渡配合。轴套组合件用螺栓 12 固定在支重轮体上。这种轴套结构简单，制造方便，耐磨性好，承载能力大。根据机器的情况，对于中型机器的轴承也可以采用尼龙套或者铜套，有的小型机采用滚动轴承。

支重轮体靠轴 4 中部的台肩和轴套组合件 5 端部的凸肩作轴向定位。

在支重轮轴 4 中部开有油道，用以加注润滑油润滑轴套。油道端部用螺塞 10 堵住。支重轮两端部位目前都采用浮动油封密封，用以防止润滑油外漏和泥水等杂物渗入轴套中。其结构与最终传动所用浮动油封结构相同，浮动油封的浮封胶圈与浮封环的尺寸及技术条件均有标准。

支重轮有单边和双边两种型式，两者的结构除轮体外都相同，双边轮体较单边轮体多一个轮缘(图 5.26 上双点画线所示)，因此，它能更好地夹持履带，但滚动阻力较大。为了减小阻力，可以在每个台车上布置两种型式的支重轮，使单边支重轮数目多于双边支重轮。如 D80 型推土机每侧台车上的 6 个支重轮中仅有 2 个双边支重轮，其单边和双边支重轮的排列顺序为单、双、单、单、双、单。

支重轮的轮缘高度一般为 20～25mm，其顶部厚度为 6～10mm。为了减少摩擦，其轮缘靠工作面的一侧通常作成 20°～30°倾角。

挖掘机支重轮的结构与推土机类似，由于其滚动速度较低，结构可以简化。图 5.27 所示为挖掘机的支重轮。

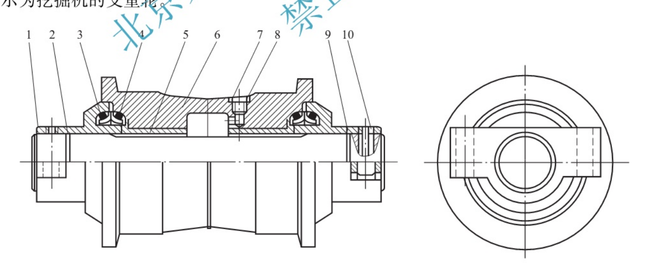


图 5.27　挖掘机的支重轮

1—轴座；2、9—O 形密封圈；3—浮封环；4—浮封胶圈；5—轴套；
6—支重轮体；7—螺塞；8—垫圈；10—弹性销

支重轮滚动表面的直径 d 可以参考国内外同类机型选取，一般取为履带节距的 1～1.25 倍。

计算支重轮的强度时，对于半刚性悬架，应该保证每一个支重轮可以承受整台机器的一半重量。

为了减少支重轮的磨损，应使轮缘对履带的接触应力 σ_c(MPa)小于许用接触应力

$$\sigma_c = 137.2\sqrt{\frac{G_s}{brn}} \leqslant [\sigma_c] \tag{5-35}$$

式中，b 为支重轮缘工作宽度(mm)；r 为支重轮半径(mm)；n 为支重轮个数；$[\sigma_c]$为许用接触应力，$[\sigma_c]=230$MPa。

支重轮轴的强度计算是假定机械越过突起障碍时，每侧各有一个支重轮承受整机总重，即支重轮上的最大径向计算载荷为机重的一半，按该工况计算支重轮轴的弯曲应力。

如图5.28所示，支重轮轴承是按经常载荷计算，假定压力中心偏移，取受力最大的一支重轮载荷作为计算载荷 R_1

$$R_1 = \frac{q_{max}+q_1}{2}(L_0 - l) \quad \text{(N)} \tag{5-36}$$

式中，$q_{max}=2q_m=G_0/L_0$，$q_1=q_{max}\times l/L_0$。

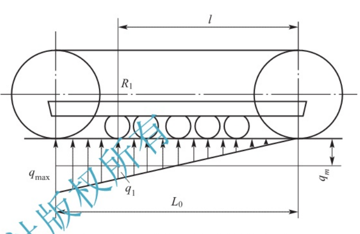


图5.28 支重轮轴承计算载荷图

代入式(5-36)整理后，得经常载荷

$$R_1 = \frac{G_s}{2}\left[1-\left(\frac{l}{L_0}\right)^2\right]$$

可以利用 R_1 计算轴承比压和发热。滚动轴承按一般的计算方法验算，滑动轴承按式(5-37)计算单位压力 p(MPa)

$$p = \frac{R_1}{\lambda d_0 b_0} \tag{5-37}$$

式中，λ 为接触不均匀系数；d_0 为轴承内径(mm)；b_0 为轴承宽度(mm)。

支重轮体材料一般为35Mn钢或50Mn钢，表面淬火后硬度为HRC48～57；支重轮轴材料通常为45Cr钢或50Mn钢，表面淬火后硬度为HRC≥55，心部调质硬度为HB255～285。滑动轴承是由铅青铜或磷青铜烧结合金制成的双金属轴套，许用比压 $[p]=1.5$MPa。

2. 托链轮设计

托链轮用来托住引导轮和驱动轮之间的上部履带，防止履带下垂过大，以减少履带运动时的振跳现象。

托链轮的结构也是标准部件，相关标准为JB/T 2984—2014《履带式推土机和液压挖掘机 托链轮》，但托轮架根据台车的具体结构而定。托链轮的常见结构如图5.29所示，图上的托轮架2用于T180型推土机。托轮轴3由于受力较小，可以悬臂固定，仅将其一端采用夹紧螺栓17夹紧在托轮架2上。托轮体11采用两个圆锥滚子轴承12支承在托轮轴3上，通常没有必要采用承载能力大的滑动轴承。托轮架用螺栓固定在台车架上部即可。

托轮轴3中部也要有油道，用于加注润滑油润滑两轴承12。密封通常也是采用标准的浮动油封，油封内座10为活动支座，随托链轮一起旋转，为防止其外圆处相对托轮体转动，采用定位销19定位。油封外座6为固定支座，用定位销18与托轮架2相连。

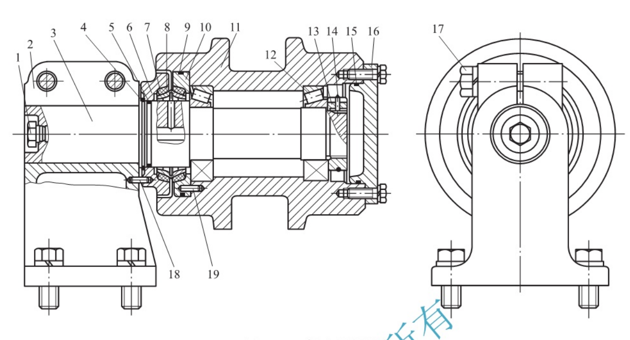


图 5.29 推土机托链轮

1—螺塞；2—托轮架；3—托轮轴；4—挡圈；5、9、15—O形密封圈；6—油封外座；7—浮封胶圈；8—浮封环；10—油封内座；11—托轮体；12—轴承；13—锁紧螺母；14—锁圈；16—托轮盖；17—夹紧螺栓；18、19—定位销

托链轮的浮封胶圈 7 和浮封环 8 最好与支重轮的通用。托链轮轴承的锁紧螺母装配后应该防松。

托链轮与支重轮相比，负荷较小，工作条件比较好，磨损也轻，因此结构较简单，尺寸略小，通常不进行强度计算，轮缘表面不经机械加工。托链轮的材料可以选用 HT250 灰铸铁、ZG270～ZG500 铸钢，大型机器最好采用 ZG50Mn 铸钢，表面淬火，硬度达 HRC50～55。对于小型小批量的机器，可以考虑设计成与支重轮通用，以提高零件的通用性。

5.2.6 引导轮设计

引导轮的功用是引导履带正确地卷绕，同时利用张紧装置使引导轮移动以调整履带的张紧度。所以引导轮既是履带的引导轮，又是张紧装置中的张紧轮。

推土机引导轮的标准为 JB/T 2983.2—2001《履带式推土机　引导轮》。引导轮的移动滑架根据张紧缓冲装置与台车架的结构而定。图 5.30 所示为 T180 型推土机的引导轮的结构。

引导轮体 9 的轮缘中间部位凸处位于两条链轨节之间，轮缘两边的小直径部分是与两条链轨节的导轨面接触卷绕履带。大型机器的引导轮体一般是用锰钢铸造而成，其径向断面成箱形；小型机器的引导轮可以采用 ZG310～ZG510，其形状也可简化。引导轮表面淬火硬度达 HRC50～55，为了延长使用寿命，淬硬深度应该大于 4～6mm。

引导轮体的直径与履带节距的比值越大，卷绕履带时的冲击就越小，所以一般引导轮体的直径都选得比较大。但对于驱动轮后置的机器，通常认为引导轮上链节销中心的运动半径不宜大于驱动轮半径，这样对履带前移有利。

引导轮体用两个轴套组合圈 10 支承在引导轮轴 5 上，其两端也装有浮动油封。

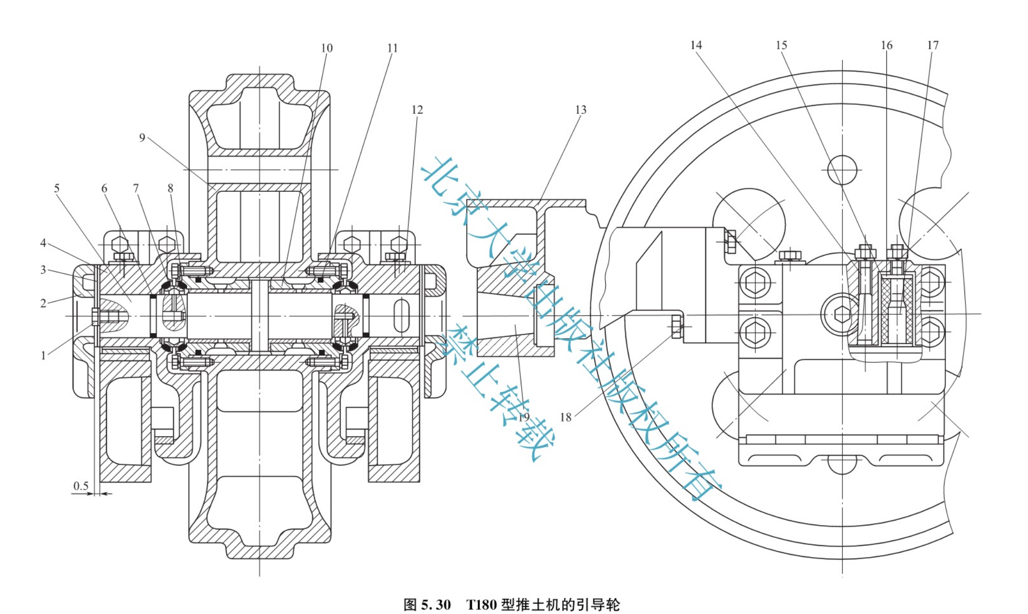


图 5.30　T180 型推土机的引导轮

1—螺塞；2—支承盖；3—调整垫片；4—右滑架；5—引导轮轴；6、11—O 形密封圈；7—浮封环；8—浮封胶圈；9—引导轮体；10—轴套组合圈；12—左滑架；13—叉臂；14—楔形止动销；15—弹簧组合件；16—弹簧压板；17—压板组合件；18—螺栓；19—中心锥孔

引导轮应该可以前后移动，以便于用张紧装置调整履带的张紧度；其垂直方向要良好定位。T180 推土机的引导轮轴两端装在左右滑架 12 和 4 上，滑架可在台车架两纵梁前端平面的轨道上滑动。在两纵梁内侧还有两个导轨，两滑架上的钩形部钩住这两个导轨，并可沿导轨滑动，以限制引导轮滑架脱离纵梁平面的轨道。为了消除滑架与纵梁上平面轨道之间的间隙，并使其钩形部贴紧纵梁内侧的导轨，在滑架上装有两个弹簧组合件 15(图上仅剖到一个)，用螺栓使弹簧压板 16 压紧弹簧，弹簧弹力通过压板组合件 17 压向轨道面。

在图 5.30 中，左右滑架上楔形止动销 14 卡于引导轮轴 5 端部的槽中，当拧紧销上的螺母时，就将轴与滑架楔紧。这样，既实现了引导轮的轴向定位，也限制了引导轮轴的转动。装在滑架两端的支承盖 2 用调整垫片 3 调整位置，保证支承盖与台车架之间的间隙适当(图 5.30 中为 0.5mm)。引导轮的左右滑架上用螺栓 18 固定着叉臂 13，张紧缓冲装置的推杆装于叉臂的中心锥孔 19 中。当需要调整履带的张紧度时，可调整张紧缓冲装置，并通过推杆使引导轮沿纵向导轨移动。

像挖掘机、摊铺机、路面铣刨机这类行走条件较好的机器，其引导轮的结构可以简化，如引导轮的前后移动导轨就是行走架上的长条孔。

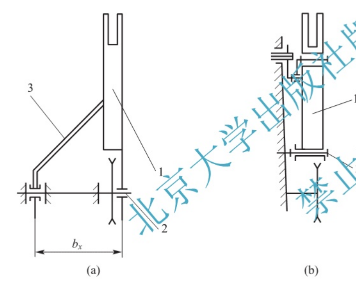


图 5.31　台车架的结构形式

1—台车架；2—摆动轴；3—斜撑臂

5.2.7　台车架设计

为了传递作用力和保证车辆在转向时及在横向坡道上工作时，行走装置不发生横向偏歪(一般称为外撇)，在悬架中必须设置导向装置。图 5.31 所示为目前在履带作业机械中常用的两种结构形式。其中，越来越多采用斜撑臂式结构［图 5.31(a)］，由台车架、摆动轴和斜撑臂组成的导向装置(又称八字梁)增大了摆动轴两支承点间的距离 b_x，从而使摆动轴的受力状况得到改善。图 5.31(b)所示为无斜撑臂式台车架。

1. 计算载荷

台车架纵梁与摆动轴的受力分析和强度验算时，应该考虑以下工况。

(1) 最大牵引工况。即车辆在水平地段以最大工作阻力行驶时的工况。如推土机、装载机切土满铲，在前进中开始提铲的瞬间。

(2) 最大偏载工况。履带车辆在水平地段以一挡行驶并转向，或者铲刀一角以最大顶推力顶推时。

(3) 集中载荷工况。履带车辆低挡倒退行驶并越过沟渠或某一突起障碍物时，全部机重集中作用在中间一对支重轮上，或机械支承在前后支重轮上，或支承在引导轮和驱动轮上。

(4) 机器抬头失稳、翘尾失稳工况。

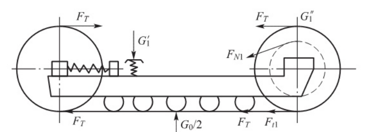
2. 摆动轴计算

摆动轴是连接车架和台车架的铰接件，台车架可以绕摆动轴相对机体作纵向下摆动。

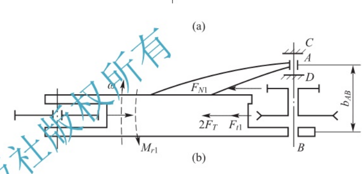
摆动轴有两种布置方式，摆动轴与驱动轮共轴线［图5.31(a)］或摆动轴与驱动轴不共轴线［图5.31(b)］。

现以广泛采用的摆动轴与驱动轴共轴线方式为例进行分析。摆动轴受力最严重的工况是机械在水平地段以一挡行驶并转向，此时快速侧履带的摆动轴受力达最大值，即处于最大偏载工况。

如图5.32所示，摆动轴A、B两点与台车架纵梁铰接，C、D两点与机体铰接，驱动轮和链轮组成一体套装在摆动轴上。摆动轴所受的力有如下情形。



(a)



(b)

图5.32 摆动轴受力简图

(1) 车架经铰接轴刚性作用于摆动轴上的机体重量G''_1(N)，由机体上的力矩平衡方程可得

$$G''_1=\frac{0.5G(l_f-l_g)-M_B}{l_f} \tag{5-38}$$

式中，G为悬架弹簧以上机重(N)；l_g为悬架弹簧以上机体重心到驱动轮中心距离(mm)。l_f为悬架弹簧到驱动轮中心距离(mm)。

(2) 作用于履带驱动段的驱动力F_{t1}，F_{t1}(N)取决于地面附着条件

$$F_{t1}=0.5G_s\varphi \tag{5-39}$$

(3) 作用于最终传动末级从动齿轮节点上的法向力F_{N1}(N)

$$F_{N1}=\frac{F_{t1}r_d}{r\cos\alpha} \tag{5-40}$$

式中，r_d为驱动轮节圆半径(mm)；r为末级从动齿轮节圆半径(mm)；α为齿轮的啮合角。

(4) 履带对驱动轮的拉力为$2F_T$，F_T为履带张紧力5.2.8节将具体介绍。

(5) 机械在转弯时，地面对一侧台车架产生的转向阻力矩M_{r1}(N·mm)为

$$M_{r1}=\frac{M_r}{2}=\frac{\mu G_s L_0}{8} \tag{5-41}$$

式中，μ为转向阻力系数，可以取$\mu=0.7$；L_0为履带支承面长度(mm)。

转向阻力矩在台车架与摆动轴铰接处产生的作用力F_A(N)和F_B(N)为

$$F_A=F_B=\frac{\mu G_s L_0}{8b_{AB}} \tag{5-42}$$

上述各力相加后，便可以计算摆动轴上危险断面上的弯曲应力。摆动轴通常采用45Cr钢或35CrMo钢锻制而成。其许用弯曲应力［σ_u］=250～300MPa。

3. 台车架设计

左、右台车架一般为整体式，台车架上固定有支重轮、托轮、引导轮和驱动轮。为了能承受转向力和侧倾力，防止行走装置发生横向歪斜，台车架上设置有导向装置。此外，工作装置也固定在台车架上。

台车架的计算载荷可以取集中载荷工况或最大偏载工况。其受力情况可以在摆动轴受力分析的基础上，再增加弹性支承部分的机重、支重轮上的支承反力、托轮上的履带重量、引导轮上的履带张紧力 $2F_T$ 及工作装置连接处的工作阻力等。

可以看出，台车架纵梁的受力情况相当复杂。为了提高其结构强度和刚度，通常设计成具有非对称型箱形截面的梁。应用材料力学的计算方法求梁的危险断面应力很烦琐而且不精确，其计算结果只能作为设计的参考依据。目前常用电测试验方法测定梁内的应力分布，找出危险断面和危险断面上的危险点，或利用有限元程序进行应力分析。

国外的履带式推土机设计很重视加强台车架的结构，使之坚固耐用。尤其是注重加强斜撑臂，增加尺寸与壁厚，并加以热处理，以承受不良作业面引起的扭曲和振动。

由于台车架纵梁的受力情况很复杂，难以用简单的方法进行强度计算，可以利用有限元方法研究，也可以用电测法找出梁内应力的分布状况。

台车架纵梁的材料一般选用 16Mn 等低碳合金钢，焊接纵梁的钢板应无夹层缺陷，并应使梁的纵向长度方向与钢板的滚轧方向一致，以提高疲劳强度。

图 5.33 所示为几种箱形台车架纵梁的断面结构。当承受扭曲负荷时梁的内侧棱角处将产生应力集中，因此，采用槽钢和钢板焊接的结构形式［图 5.33(c)］较好。为了避免产生应力集中，断面形状的变化要缓慢，斜撑臂和纵梁的连接处应圆滑并有较大的过渡圆角，为了提高斜撑臂的强度和刚度，对其也采用箱形结构。

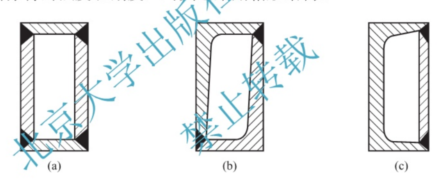


图 5.33　台车架纵梁的断面结构

5.2.8　履带张紧装置设计

松弛的履带会导致它在运动中产生振跳现象。履带的振跳将引起冲击载荷和额外的功率消耗，加快履带销和销套的磨损。另外，履带过分松弛将使履带容易脱轨。因此，履带必须有合适的张紧度。但履带不能调整得过紧，否则将增加履带销与销套及引导轮轴承中的摩擦力，同样也会加快它们的磨损。在张紧装置中一般都装有弹簧，当引导轮遇到障碍时，能起缓冲作用，减小冲击。

1. 结构形式和设计要求

张紧轮和张紧装置用来引导履带并调节履带的松紧程度。张紧装置的缓冲弹簧在履带行走机构受到冲击时，起缓冲作用。

张紧装置有螺杆张紧式和液压张紧式两种(图 5.34)。螺杆张紧式结构简单，但调整费力，当螺纹生锈时调整就更困难。新设计的大中型履带推土机大都采用液压张紧，利用黄油枪将油脂经油嘴 6 注入油缸 3，靠油脂压力张紧履带，调整很方便。

对张紧装置的设计要求如下。

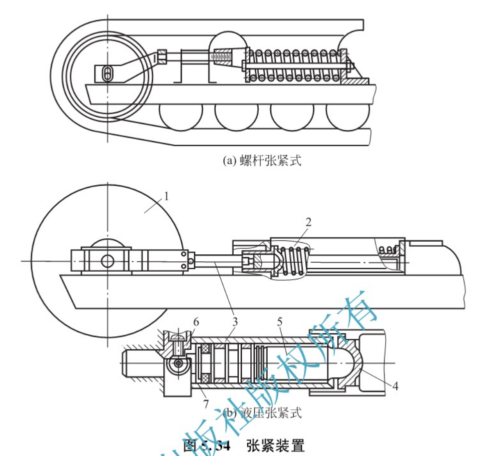


图 5.34 张紧装置

1—张紧轮；2—缓冲装置；3—油缸；4—挡块；5—活塞杆；6—油嘴；7—注油腔

(1) 当履带行走机构受到冲击或越过障碍时，应能依靠缓冲弹簧的弹性行程完全补偿履带链曲线的变化，以防止行走系零件过载。因此，要求缓冲弹簧有必要的弹性行程。

(2) 在正常的工作条件下，不会因上方区段履带的跳动而使张紧轮后移，即此时缓冲弹簧不应产生弹性行程。因此，要求缓冲弹簧应有必要的预紧力。

(3) 当履带推土机倒退行驶和转向时，不应使后支重轮与驱动轮之间的履带因缓冲弹簧的弹性行程而产生履带积聚下垂，因为这种现象会破坏驱动轮与履带的啮合，引起履带从行走机构上脱落。为此缓冲弹簧应具有必要的预紧力。

(4) 当缓冲弹簧完全受压缩时，缓冲弹簧作用到张紧轮轴上的作用力不应过大，以减小张紧装置零件的受载。对于这一要求，有的履带推土机是在张紧轮与缓冲弹簧之间装一个变杠杆比的机构(图 5.35)，当张紧轮后移而缓冲弹簧受压缩时，弹簧力增大，但因杠杆比变化，使得张紧轮上的力增加不大。

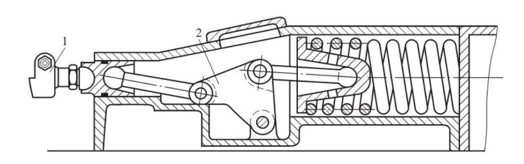


图 5.35 变杠杆比的张紧装置

1—和张紧轮相连的撑杆；2—变杠杆比机构

(5) 当履带链因销子和销孔磨损而伸长时，可以通过对张紧机构的调节，从履带链中拆掉一块履带板，并恢复履带的正常张紧度。这就要求张紧机构有一定的调节行程。

根据上述设计要求可以知道，在设计履带张紧装置时，需要确定履带张紧拉力 T_E，缓冲弹簧的弹性行程 S_y 和张紧装置的调节行程 S_d，以及缓冲弹簧换算到张紧轮上的预紧拉力 P_{H1} 和缓冲弹簧完全压缩时的作用力 P_{H2}。

2. 设计计算

(1) 履带的张紧度。履带的静态张紧度通常是按履带松边(上方区段)的下垂量 h 的值确定的，下垂量 h 一般取为

$$h=(0.03\sim0.06)L \tag{5-43}$$

式中，L 为张紧轮与驱动轮间中心距。

设托轮中心离驱动轮中心距离为 $L/2$，则履带的静态张紧拉力 F_T 可按式(5-44)计算

$$F_T=\frac{L^2 g_\Sigma}{8hl_t}\approx(2.0\sim4.0)\frac{L}{l_t}g_\Sigma \tag{5-44}$$

式中，l_t 为履带节距；g_Σ 为一块履带板与销子的组成重量。

履带的张紧力会因履带销与销孔磨损而发生改变，因此使用中可通过张紧装置的调节机构调节，并用下垂量 h 来检查。张紧拉力过大或过小都将使行走系统工作不利。张紧拉力过大，履带拉得很紧，会增加行走系统中零件的应力，并使履带销处的磨损增大。张紧拉力过小，履带的下垂量 h 增大，行驶时会产生较大振动和冲击。

(2) 缓冲弹簧的预紧力 F_{H1} 和最大弹性行程时的张力 F_{H2}。缓冲弹簧的预紧力 P_{H1} 要比履带的张紧力 F_T 大得多，一般在履带张紧力的 2 倍以上。因此，在调节履带张紧力时，缓冲弹簧的拉力和长度都不发生变化。

预紧力 F_{H1} 是按试验研究的结果确定的，对履带推土机，一般取

$$P_{H1}=G_s \tag{5-45}$$

式中，G_s 为工程机械使用重量。

最大弹性行程时的拉力 F_{H2} 可按式(5-46)确定

$$F_{H2}=F_{H1}+C_E s_{y\max} \tag{5-46}$$

式中，C_E 为缓冲弹簧的刚度；$s_{y\max}$ 为缓冲弹簧的最大弹性行程。

(3) 缓冲弹簧的弹性行程 s_y。如前所述，缓冲弹簧的弹性行程，应能在各种严重工况下，如推土机越过障碍(图 5.36)，以及履带链的驱动段内堵塞污泥和嵌入石块、树枝等情况下，完全补偿履带链曲线的变化。

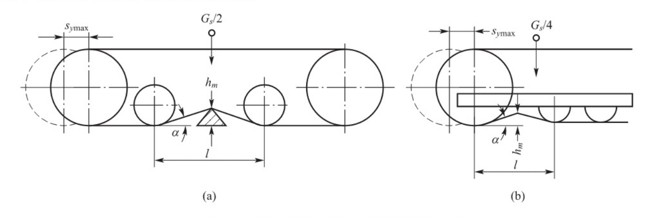


图 5.36 越过障碍时缓冲弹簧的弹性行程

要能完全补偿履带链曲线的变化而避免履带中产生过高的张力，这就要求缓冲弹簧的弹性行程量应能达到：①可使履带与驱动轮脱开啮合；②可使履带从张紧轮上滑脱。

因此，在设计中缓冲弹簧的最大弹性行程 s_{ymax} 取为

$$s_{ymax}=h_m\left(\frac{1}{\sin\alpha}-\frac{1}{\cos\alpha}\right) \tag{5-47}$$

式中，h_m 为障碍物突出高度、驱动轮齿高或张紧轮轮缘高度，取其中较大的一个值。

(4) 张紧装置的调节行程 s_p。张紧装置的调整行程最好应该超过履带节距的一半，这样，当履带销磨损使履带节距变长，张紧装置调整到头时，可以去掉一个履带板继续调整使用。

$$s_p\geqslant\frac{1}{2}l_t \tag{5-48}$$

式中，s_p 为张紧装置的调节行程；l_t 为履带节距。

因此，张紧轮可达到的总行程 s 为

$$s=s_p+s_{max}=\frac{1}{2}l_t+h_m\left(\frac{1}{\sin\alpha}-\frac{1}{\cos\alpha}\right) \tag{5-49}$$

(5) 张紧装置零件的寿命计算工况。在对张紧装置的零件进行寿命计算时，其计算载荷分别取值如下。

① 张紧轮按推土机倒驶或急转弯时慢速履带的张紧力计算，这时履带上方区段的拉力可认为等于 $0.5G_s$，因而张紧轮轴的计算载荷等于 G_s。

② 张紧轮轴承以履带静态张紧力 F_T 作为计算载荷。

③ 缓冲弹簧按最大变形时的力 P_{H2} 进行静强度验算，对常用的材料 60Si2Mn，最大扭转应力 $[\sigma_{\tau m}]=1020\text{MPa}$。

5.3 轮式机械转向系

5.3.1 转向系的设计要求

转向系应能保持底盘直线行驶的稳定性，并能根据要求灵活地改变行驶方向。

转向系设计的基本要求如下。

(1) 工作可靠，转向系直接关系到机械行驶的安全，其零部件应有足够的强度、刚度和寿命。

(2) 转向灵敏，减少转向系各零部件间的间隙，提高转向操纵的灵敏度。转向系采取主销后倾，主销内倾，转向轮外倾和转向轮前束等措施，使转向轮能自动回正定位，保证机械直线行驶的稳定性。

(3) 操纵方便，为减轻驾驶员的劳动强度，操纵力不能太大，人力转动转向盘上的最大操纵力为 400N，动力转向一般为 20N 左右。单向极限转弯时，转向盘转动圈数为 2～2.5 圈。转向系应有适当的路感传到转向盘，但不宜过大。

(4) 使用经济，转向梯形机构能保证机械转向行驶时转向轮产生较小侧滑，以减小轮胎的磨损和功率损耗。

(5) 调节简便，维修方便。

动力转向系除满足机械对转向系的一般要求外，设计时还应考虑以下几点。

(1) 有一定路感，转向系应能将路面阻力反映到转向盘，使驾驶员及时掌握路面情况。

(2) 有随动作用，转向轮的偏转角和转向盘的转角应保持一定的比例关系。

(3) 动力转向系统必须带有应急转向措施，以便在液压管路出现爆裂时或助力器失效时，仍能以人力转向。

5.3.2 转向方式的分析和选择

轮式工程机械的转向方式主要可分为偏转轮胎式转向、铰接车架转向及滑移转向三大类。

1. 偏转轮胎式转向方式

(1) 前轮偏转是一般常用的方式，该方式前外轮的弯道行驶半径最大。驾驶员易用前外轮是否避过障碍来估计整机的行驶路线，如图 5.37(a)所示。

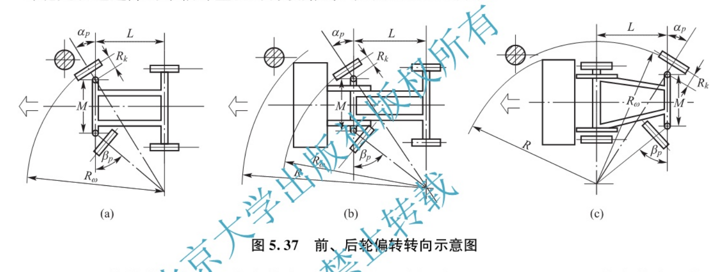


图 5.37　前、后轮偏转转向示意图

(2) 后轮偏转一般用于前方装有工作装置的机械，如图 5.37(b)所示。前方装有工作装置时，若采用前轮偏转方式，不仅前轮的偏转角将受工作装置及车架的限制，且由于工作装置靠近前轮，其工作轮压较大，要求采用双胎或增大轮胎直径使轮距及外形尺寸加大。这样，机器的机动性降低，偏转轮转向阻力矩增加，导致转向功率增加。采用后轮偏转方式，可以解决上述矛盾，如图 5.37(c)所示。但驾驶员不能按前轮偏转方式来估计行驶方向。若能兼顾工作装置外缘与后外轮的尺寸，可用工作装置外缘来估计行驶方向。

上述两种方式的外轮中心弯道行驶半径 R_ω 为

$$R_\omega=\left(\frac{L}{\sin\alpha_p}\right)+R_k \qquad (5-50)$$

(3) 前、后轮同时偏转的转向方式，往往用于对机动性有特殊要求或车架较长的机械。此时，前、后轮的偏转方向相反，即当前轮左转时，后轮右转；而当前轮右转时，后轮左转，如图 5.38 所示。

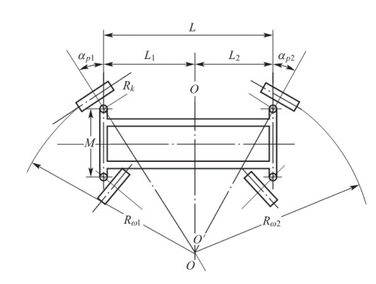


图 5.38　前、后轮偏转转向示意图

这种转向方式可以用任意假设的弯道中心 O' 的轨迹线 $\overline{OO}$ 进行设计，当 $\overline{OO}$ 在前后轴中间时，外轮半径最小。

(4) 斜行(蟹行)是前、后轮偏转转向(方向相同)的另一种方式，如图 5.39 所示。

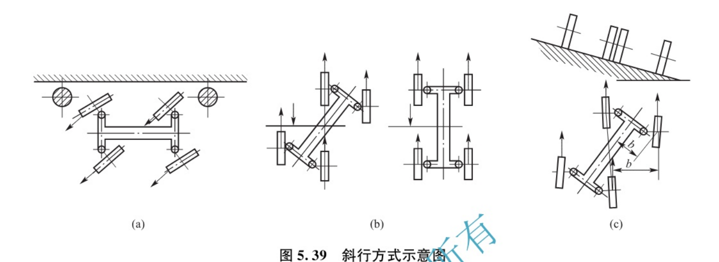


图 5.39　斜行方式示意图

斜行时，能从斜向靠近或离开作业面，如图 5.39(a)所示。某些具有宽工作装置的机械(平地机等)在工作时，往往因作用力不对中而使机械行驶方向产生偏斜，采用斜行方式能减少这种现象，如图 5.39(b)所示。某些机械在斜坡上斜行作业时，能提高其横向稳定性，如图 5.39(c)所示。

应该指出，同一台机械可设计成兼能作前轮偏转、后轮偏转，前、后轮同时偏转和斜行等，但往往由于构造十分复杂而使设计和制造成本昂贵。因此，设计时，应对选用转向方式的必要性进行周密的调查研究，并尽可能采用简单可靠的机构。

(5) 多桥偏转轮胎式转向方式，如图 5.40 所示。对于在公路行驶(通过公路桥梁)而总重和长度特大的轮式工程机械，为了不影响弯道行驶能力，可采用多轮偏转的多桥支承底盘，如汽车式起重机等。

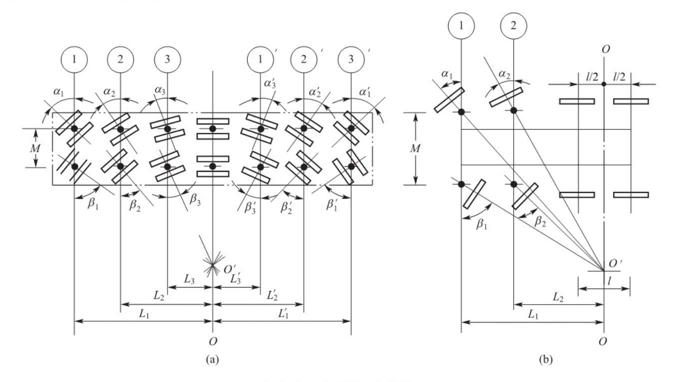


图 5.40　多桥转向示意图

2. 铰接车架转向方式

铲运机、装载机、铰接式自卸车、压路机等工程机械的车架由两段(或更多段数的)车架组成，车架间用垂直铰轴相连，并由液压缸改变相邻车架间的相对夹角而使机械以不同的弯道半径在地面进行。

这种转向方式的特点是当工作装置装在前车架上，两段车架相对偏转时，其方向始终与前车架一致，有利于迅速对准作业面，减少循环时间，提高生产率，显示了铰接底盘特有的机动性；铰接车架相对偏转时，车轮轴线在地面的投影必交于一点，不需要专门的转向梯形机构就能避免弯道行驶时由于轮胎滚动方向的偏差而产生的侧滑，从而使转向机构简化；转向半径小，可以提高机械的机动性能。对于长轴距的机械，如平地机，可以使其转弯半径缩短 40%；当全轮驱动时，不必采用昂贵的驱动转向桥；允许前后车架在垂直面内相对摆动和绕轴线相对扭动，可以减少车架的变形和扭转应力。提高机械在不平路面上的通过能力。

铰接转向的主要缺点：所需的功率比偏转轮胎式转向大，一般要采用动力转向；机械的横向稳定性差；前驱动轮没有定位角，转向盘无自动回正作用，车轮会出现振摆，使机械蛇形前进，直线行驶性能差。

铰接转向在工程机械中，除广泛用于轮式装载机、铲运机、铰接式自卸车和平地机以外，近年来在美国还被应用到轮式推土机上。为了改善铰接机械的直线行驶性能，已采用下列措施。

(1) 传动系装设脱桥机构，直线行驶时可以采用前桥驱动，使封闭的运动链断开，后桥不对前桥产生影响。

(2) 动力转向系统中采用常闭式随动阀，阀芯处于中位时，转向油缸进出油路全部封闭。

(3) 铰销前倾 $\gamma=8°\sim10°$。转向时将引起后段机体重心抬高，重力促使转向轮自动回正，如图 5.41 所示。

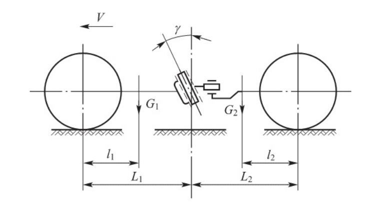


图 5.41 铰销斜倾布置图

3. 滑移转向方式

滑移转向方式的车架是整体的(没有相对偏转的车架)，其车轮的轮轴线与车架是固定的(没有偏转的车轮)。它依靠改变左右两侧车轮的转速来控制行驶方向，该转向原理与履带车辆相似。当两边车轮反向等速滚动时即可实现原地转向。

这种机械一般是全轮驱动的，当采用全液压驱动时其运行操纵机构同时可作为转向及

制动用，结构比较简单。它可以具有很小的转向半径，机动灵活，其转向中心的位置与轮压分配有关，当整机重量的约2/3作用在后轮时，转向时前轮易滑动，如图5.42(b)所示，整机将以后轮轴线中点为中心进行转向。轮压分配不同时，其转向中心可能如图5.42(a)或图5.42(c)所示。

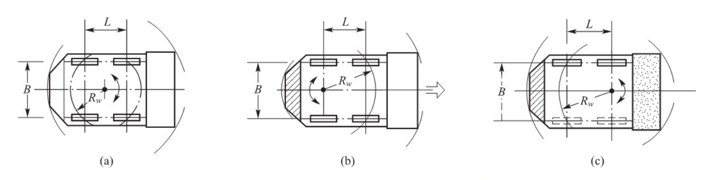


图5.42 滑移转向示意图

现代工程机械发展的总趋势是提高生产率，降低造价及使用成本。转向方式的选择主要是与机械的作业要求相匹配，应该注意，整机的性能是综合的，不能仅从转向方式(表5-3)本身的特点作简单的肯定或否定。

表5-3 转向方式对照表

性 能	前轮偏转转向	后轮偏转转向	前后轮偏转转向	铰接转向	滑移转向
转向半径	大	大	小	较小	最小
对准工作面	一般	一般	一般	方便	方便
驾驶路线估计	方便	较差	方便	方便	一般
纵向稳定性	一般	一般	一般	略差（同轴距时）	差（轴距短）
横向稳定性	一般	一般	一般	略差（重心近内倾覆边）	一般
传动系统关系	有独立转向系统	有独立转向系统	有独立转向系统	有独立转向系统	转向与行驶共机构
结构复杂程度（四轮驱动）	复杂	复杂	最复杂	简单	简单
轮胎磨损程度	一般	一般	复杂	小	严重

5.3.3 偏转轮胎转向系设计

目前，不少轮式工程机械还是采用偏转轮胎式转向方式。这种转向方式早在1817年

的马拉车辆上已经采用。当时就已提出了四轮车辆导向轮的内、外偏转角应具有一定的关系，即要求导向轮的轴线，在任何情况下都能与两非导向轮的轴线交于一点从而使全部车轮都作纯滚动。

1. 转向梯形机构

(1) 结构类型。转向梯形机构的设计要保证转向时左、右转向轮作无侧滑的纯滚动。转向梯形机构分四连杆和六连杆两大类。连杆又可以分为后置式［图 5.43(a)和图 5.43(b)］和前置式［图 5.43(c)和图 5.43(d)］，一般采用后置式，且横拉杆的高度不低于前桥，以免障碍物撞击。如果前桥为驱动桥或发动机前置，横拉杆布置困难，可以选用前置式四连杆转向梯形。对于机动性能要求高，转向半径很小的轮式机械，最大内转角要达到 80°～85°，此时应考虑采用六连杆转向机构，实际上它们是两个四连杆机构的组合，由中间的扇形转臂相联系。

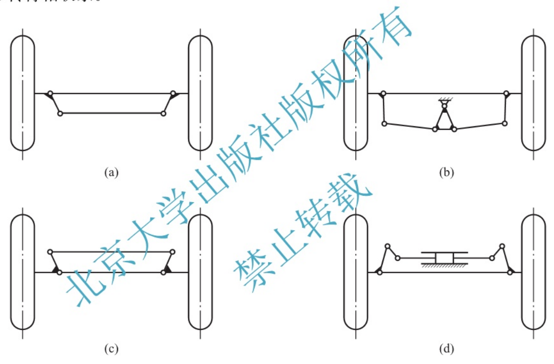


图 5.43　转向梯形机构简图

(2) 转向梯形理想特性线。轮式机械转向轮绕 O 点转动时，内、外转向轮无侧滑纯滚动的条件是两车轮的轴线都通过 O 点，如图 5.44 所示。A、B 两点为转向轮主销位置，C、D 和 O 点同在非转向桥的轴线上。α 和 β 分别为外转向轮和内转向轮的偏转角。E 为 AB 中点，连接直线 EC 与 AO，交于 P 点，则 $\angle EAP=\alpha$、$\angle EBP=\beta$。作 $PF\perp AB$，于是(注意：$\angle PEF$ 与 $\angle BEC$)

$$\cot\alpha=\frac{AF}{PF},\quad \cot\beta=\frac{BF}{PF}$$

$$\cot\alpha-\cot\beta=\frac{AF-BF}{PF}=\frac{(0.5M+EF)-(0.5M-EF)}{PF}=2\frac{EF}{PF}=\frac{2BE}{BC}=\frac{M}{L}$$

式中，M 为两转向轮主销中心距；L 为两桥轴距。

由此可知

$$\cot\alpha-\cot\beta=\frac{M}{L} \qquad (5-51)$$

称式(5-51)为偏转轮胎式转向无侧滑基本条件。直线 EC 为转向梯形理想特性线。取 EC 线上任意一点，分别与 A、B 两点连线，即可以得到某一转向半径下的内外车轮偏转角。

根据图 5.44 可以计算车辆的最小转向半径 $R_{\min}$，通常轮式车辆的外转向轮最大转角可以达到 35°～40°。

(3) 转向梯形机构各连杆尺寸的确定。转向梯形机构的主要尺寸包括梯形底角 θ、梯形臂长 m、横拉杆长 n 和主销中心距 M。由上述 4 个参数中的 3 个即可以确定梯形的形状和尺寸。所选定的各参数应满足偏转角的基本关系式(5-52)。但实际上很难达到，故设计时必须使实际偏转角与理论偏转角的偏差 $\Delta\beta$ 小于允许值，一般要求 $\Delta\beta<3°$。

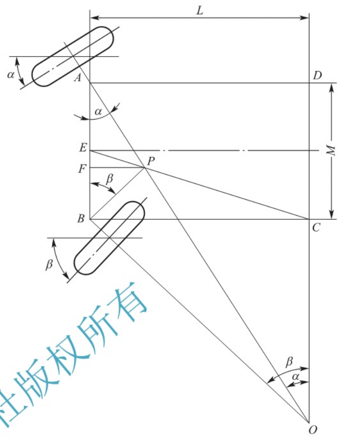


图 5.44 转向梯形理想特性线

转向梯形可以由作图法设计或进行优化设计。采用程序计算的方法已经非常方便，能够得到非常满意的转向机构。

已知轮胎的最大内轮转向角 $\beta_{\max}$、L、M。按照 1°～5°的步长将 β 分为 n 等份，根据式(5-51)，已知 β 值情况下求 α 理论值。

$$\alpha=\arctan\left(\frac{1}{M/L+\cot\beta}\right) \qquad (5-52)$$

计算值列表见表 5-4。

表 5-4 转向内、外角关系表 (单位：°)

β	α	$\alpha_{实}$	$\alpha-\alpha_{实}$	β	α	$\alpha_{实}$	$\alpha-\alpha_{实}$
5				35			
10				40			
15				45			
20				⋮			
25				$\beta_{\max}$			
30							

根据四连杆机构关系(图 5.45)，在已知转向节臂长度 a 及初始角 δ 的情况下，可求出转向拉杆长度 b。利用三角关系求出 c 值及角 γ_1、γ_2 的值，则

$$\alpha_{实}=\gamma_1+\gamma_2-90+\delta \qquad (5-53)$$

在每一个 β 角下均可以求得一个 $\alpha_{实}$ 角，从而求出 $\alpha-\alpha_{实}$。通过调整初始角 δ，就可调

整 $\alpha-\alpha_{实}$ 值。从而保证转向机构在 $0\sim\beta_{max}$ 所有角度内，$\alpha-\alpha_{实}$ 值在控制范围之内。一般可控制在 $1°\sim2°$内。

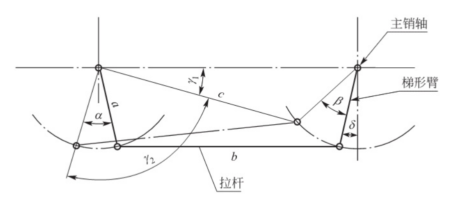


图 5.45　转向机构计算关系图

以上以四连杆机构为例进行计算，六连杆等机构可以按照两个四边形机构进行计算，在此不再详述。

2. 转向系传动比的确定

转向系的传动比包括角传动比和力传动比。

(1) 转向系角传动比。转向系角传动比 i_ω 为转向盘转角 ϕ 与转向盘同一侧的转向车轮偏转角度 β 之比，该比值又是转向器角传动比 $i_{\omega1}$ 和转向传动机构角传动比 $i_{\omega2}$ 的乘积，即

$$i_\omega=i_{\omega1}\cdot i_{\omega2}=\frac{\varphi}{\theta}\cdot\frac{\theta}{\beta}=\frac{\varphi}{\beta} \tag{5-54}$$

式中，$i_{\omega1}$ 为转向器角传动比 $i_{\omega1}=\varphi/\theta$，一般地，$i_{\omega1}=16\sim32$；$i_{\omega2}$ 为转向传动机构角传动比，$i_{\omega2}=\theta/\beta$，一般地，$i_{\omega2}=1\sim1.3$；θ 为转向节臂摆角。

一般工程机械为 $i_\omega=8.5\sim25$，而轻型、中型和重型汽车分别为 15～20、20～25 和 25～40。

(2) 转向盘回转因数。根据总体设计，确定转向轮向左、向右的最大偏转角 β_{max} 和 α_{max} 后，根据初定的角传动比 i_ω，可以求得转向盘双侧平均回转总圈数 n，即

$$n=\frac{i_\omega(\alpha_{max}+\beta_{max})}{360°} \tag{5-55}$$

人力转向系的转向盘双侧平均总圈数 n 不超过 8 圈，动力转向系的转向盘双侧总圈数一般在 4 圈左右。由此可以看出，动力转向系的角传动比为人力转向系的角传动比的一半，即动力转向系既有良好的灵敏性又有操纵轻便性的特点。

(3) 转向系力传动比。转向系力传动比 i_p 等于转向阻力 $F_r=M_r/e$ 与手作用于转向盘上的圆周(操纵)力 $F_R=\frac{M_R}{R}$之比，即

$$i_p=\frac{F_r}{F_R}=\frac{M_r}{M_R}\cdot\frac{R}{e} \tag{5-56}$$

式中，M_r 为两个转向轮的总转向阻力矩(N·mm)；M_R 为作用在方向盘上的力矩(N·mm)；e 为转向阻力臂(单位 mm 车轮接地中心至主销与地面交点间距离)；R 为转向盘半径(mm)。

若略去摩擦损失，由 $M_r\cdot\beta=M_R\cdot\varphi$ 可以写成$\frac{M_r}{M_R}=\frac{\varphi}{\beta}=i_\omega$，并代入式(5-56)，得

$$i_p = i_\omega \frac{R}{e} \tag{5-57}$$

可以看出，力传动比 i_p 与 R、e 和 i_ω 有关。转向盘直径可以根据机型、功率，参考同类机型和相关标准选取，其尺寸现有 400mm、450mm、500mm 和 550mm 等几种。减小转向阻力臂 e 时，阻力矩也减小，力传动比将加大，转向变得轻便，但 e 有一极限值，当 e 值过小时，反而增大了转向阻力。e 值与机型和轮胎宽度有关，一般由试验方法测定。通常为 40～60mm。

目前，工程机械一般采用全液压转向器，转向性能只需在转向液压系统的性能中计算即可，无需计算转向系传动比。

3. 转向系的计算载荷及强度计算

(1) 单个从动轮沿弯道行驶的受力分析。轮式工程机械在水平地面上作直线行驶时，通过从动轮轮轴，由车架作用在从动轮上一个垂直于地面的载荷 G_1 和一个沿车架纵轴方向的水平力 P，车轮的自重 G_L 直接作用于地面，如图 5.46(a)所示；上述作用力可综合成垂直力 $Q=G_1+G_L$ 及水平推力 P。在这些力的作用下，地面给车轮一个反作用力 R；R 可分解成垂直分力 Z 和水平力 X；车轮滚动时，滚动阻力 $P_f=Z\cdot f$，其中 f 为滚动阻力系数；$X=P_f$。车轮作等速滚动时，车轮上水平力平衡，此时，$P=P_f$。

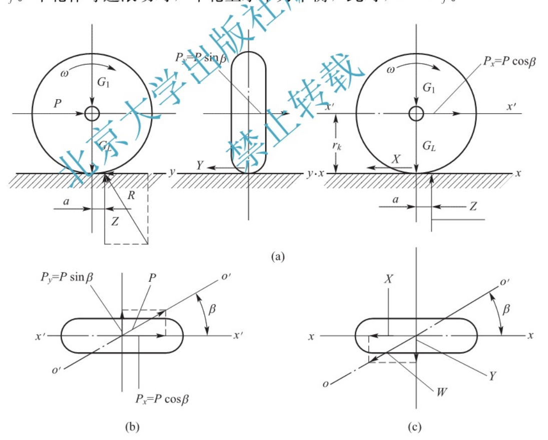


图 5.46 从动轮受力简图

应该说明，起初，滚动阻力是随着水平推力而产生并增加的。一般滚动阻力是指车轮滚动后的滚动阻力。一旦车轮等速滚动，进一步增加水平力就意味着车轮将加速运动。

从动轮与地面之间的滑动摩阻力是车轮滚动的必要条件，因为若无此摩阻力的作用，那么在车轮滚动前作用极小的推力 P 时，车轮就将在地面上滑动，而不是滚动。

综上所述，车轮在地面不产生滑动时，水平反力的极限值为最大滑动摩擦阻力 $Z\mu$，

其中 μ 为滑动摩擦阻力系数。车轮沿直线方向滚动的条件是 $P>P_f$；不产生滑动的条件为 $P_f<Z\mu$。

从动轮在水平地面上作弯道行驶时，由车架作用在从动导向轮上的推力 P 沿 $\overline{O'O'}$ 方向，它与车轮纯滚动方向的夹角为 β，如图 5.46(b)所示。与作用力 P 相应的地面水平反作用力 W 在车轮纯滚动方向的分力为 X，车轮滚动时，$X=P_f$，若不考虑车轮的宽度及惯性等其他力的作用，车轮的滚动条件为

$$P\cos\beta\geqslant P_f \tag{5-58}$$

使车轮在地面不产生滑动的条件为

$$P=W\leqslant Z\mu \tag{5-59}$$

由式(5－58)可见，只要 $\cos\beta\neq0$，即 $\beta<90°$，那么增大 P 值就可以克服 P_f；但由式(5－59)可见，车轮在地面上不产生滑动的条件为 $P\leqslant Z\mu$，即 $P_{max}=Z\mu$。

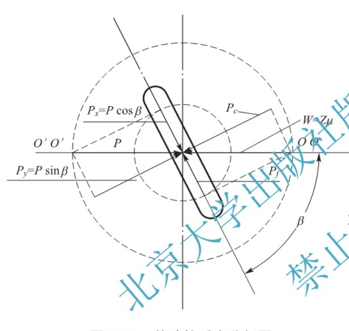


图 5.47　从动轮受力分析图

综合以上两式，结合图 5.47，可知欲使车轮在地面滚动而不产生滑动，则推力 P 与车轮纯滚动方向的夹角 $\beta\leqslant\beta_{max}$，而 β_{max} 为

$$Z\mu\cos\beta_{max}=P_f$$

$$\beta_{max}=\arccos\left(\frac{P_f}{Z\mu}\right)=\arccos\frac{Zf}{Z\mu}$$

$$\beta_{max}=\arccos\left(\frac{f}{\mu}\right) \tag{5-60}$$

当 $\beta>\beta_{max}$ 时，车轮不能滚动；若此时推力 $P>Z\mu$，则车轮沿推力方向在地面滑动。

(2) 单个驱动轮行驶时的受力分析。由驱动轮的动力学可知，在驱动轮的车轮转动平面内有驱动转矩 M_k 作用，地面支承处产生一个使驱动轮沿着车轮平面切线方向运行的反作用驱动力。当驱动轮的车轮平面相对直线行驶方向偏转某一角度时，驱动力也就沿着新的车轮平面推动该轮。不论在直线或弯道上行驶，轮胎与地面之间都必须有足够的附着力，以传递驱动力并克服阻力，从而推动轮胎沿轮胎平面方向滚动。因此，理论上驱动轮偏转角可达 90°。

(3) 车轮原地转向阻力矩。除了在由直线行驶改为弯道行驶时，必须将轮胎与地面作相对偏转外，某些工况还要求在非行驶状态下偏转轮胎以调整机械的方向，即原地转向。此时，轮胎与地面的摩擦阻力力矩一般为行驶转向时的 2～3 倍。因此，以原地转向阻转矩作计算载荷能保证任何不利条件下进行机器转向。

一个沿曲线滚动的轮胎实际上只有一个滚动速度，对于一个具体轮胎在地面绕不同轴线转向时的阻力矩可通过实际测量以获得比较精确的结果。

在设计时，一般可用塔布莱克的简化公式来计算。

① 单个车轮绕轮胎接地面中心偏转时的摩擦阻力转矩。如图 5.48(a)、图 5.48(b)所示，具有充气轮胎的车轮在轮压 Z 的作用下，轮胎与地面之间的接触面积 A 如图中阴影所示。当轮胎绕接地面积 A 的中心 O 偏转时，地面给轮胎接触面一个与其偏转方向相反

的摩擦阻力转矩 M_{r0}，其大小相当于接地每单元面积 ΔA 上的摩擦阻力对 O 点距离乘积的总和。但由于接触面各单元上摩擦阻力的分布规律受许多因素的影响，很难用一定的公式表达。

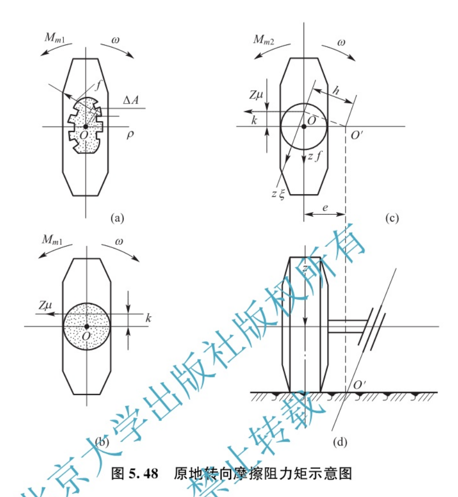


图 5.48　原地转向摩擦阻力矩示意图

塔布莱克假定轮胎与地面的接触面积为以轮胎宽度 B 为直径的圆面积，并假定以作用在当量半径 K 处的集中摩擦阻力 $Z\mu$ 对接地中心 O 点的阻力矩作为计算摩擦阻力转矩，即

$$M_{r0}=Z\mu K$$

式中，M_{r0} 为摩擦阻力转矩(N・mm)；Z 为轮压(N)；μ 为轮胎与地面的摩阻系数(参考附着系数)；K 为当量半径(mm)。$K^2=\dfrac{I_p}{A}$，$I_p=\dfrac{\pi B^4}{32}$，$A=\dfrac{\pi B^2}{4}$，B 为轮胎宽度。

$$M_{m1}=Z\mu\sqrt{B^2/8} \tag{5-61}$$

② 单个车轮绕主销原地转向的摩擦阻力转矩。底盘在非行驶状态，轮胎绕主销轴线与地面的交点，在地面滚动时，所需克服的摩擦阻力转矩，可假定为一集中摩擦阻力绕 O' 形成的摩擦阻力转矩。

$$M_{r0}=Z\xi\sqrt{e^2+K^2} \tag{5-62}$$

式中，e 为主销轴线在地面的交点至轮胎接地中心的距离(mm)；ξ 为综合摩阻系数(图 5.49)。

M_{r0} 可理解为由两部分组成，绕 O 点转动时，轮胎与地面的滑动摩擦引起的阻转矩与另一部分绕 O' 转动时轮胎的滚动阻力引起的阻转矩。实际上这两部分的作用难以分别计算，这里以 ξ 来综合这两种成分的摩擦阻力系数。轮胎在地面上绕某一点滚动时，随着 $\overline{OO'}$ 距离的增加 ξ 值将减小。图 5.49 所示为轮胎宽度为 B 的工程机械在 $\mu=0.7$ 干混凝土路面上，ξ 随 e/B 变化的曲线。由图可见 $e=0$ 时，$\xi=\mu=0.7$，随着 e/B 的增加 ξ 减小。

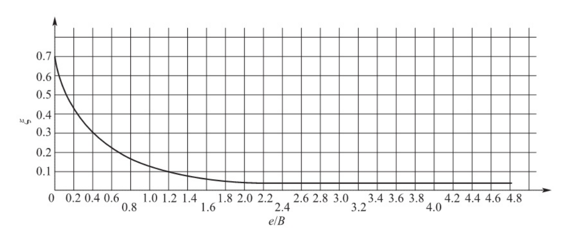


图 5.49　综合摩阻系数曲线

当 e 增大到一定程度后，继续增大 e 值对 ξ 影响不大，相反地由于地面不平引起对车轮的反作用力产生的转矩(即转向系中零件所受的载荷)将随之增大，在设计时应加以注意。

若 O' 点不在车轮轴线的水平投影线上，此时就伴有侧滑，这在设计上应尽量避免，因为不仅摩擦阻力转矩增大，磨损也将增加。

主销支承处及有关铰点的摩擦阻力将增加总的转向阻转矩。

行驶过程中，转向时所需克服的阻转矩一般仅为原地转向的 1/3 左右。

③ 雷索夫推荐公式

$$M_{r0}=Z(fe+\mu\rho_2)\frac{1}{\eta}\quad (\mathrm{N\cdot mm}) \tag{5-63}$$

式中，η 为转向传动机构效率，取 $\eta=0.9$；μ 为地面与轮胎间的滑动系数，一般取 $\mu=0.7$；f 为轮胎的滚动摩擦系数，一般路面上取 $f=0.01\sim0.02$；ρ_2 为当量半径(mm)，$\rho_2=0.5\sqrt{r_0^2-r_s^2}$，其中 r_0 为轮胎自由半径，r_s 为轮胎静力半径，$r_s=0.96r_0$。

④ 半经验公式

$$M_{r0}=\frac{\mu}{3}\sqrt{\frac{Z^3}{P}}\cdot 10^2 \tag{5-64}$$

式中，P 为轮胎充气压力(MPa)。

⑤ 简化计算方法。实际上，也可以将轮胎压痕近似为矩形来简化计算。将充气轮胎表面简化为平面，在轮胎充气半径 r_0 及轮胎静力半径 r_s 下，采用作图法可以求出轮胎接地矩形，从而求得轮胎接地长度为 L。矩形对转向主销取矩，可以得到

$$M_{r0}=Z\mu L/4\quad (\mathrm{N\cdot mm}) \tag{5-65}$$

通过计算得到的原地转向阻力矩大于实际原地转向阻力，只要转向执行机构提供的转向力矩大于式(5-65)的计算值，即可保证机器在任何情况下都能转向。

(4) 转向系的计算载荷。在选取转向器、确定转向系传动比和进行零部件强度校核计算等一系列设计计算中，需要以一定计算载荷作依据。对于不同的机型，在各种载荷、行驶速度和地面情况下，转向系所承受的载荷在较大范围内变化，目前还不能用准确的和统一的计算方法来确定。通常以主要影响因素为依据给出假定的计算载荷。

目前有 3 种确定计算载荷的方法。

① 以驾驶员可能作用于转向盘上的最大手力 $F_R=400\mathrm{N}$ 为计算载荷。这种方法未考虑各种复杂因素对计算载荷的影响，故比较粗略。动力转向从转向盘到控制阀之间的载荷和

用于小型机械的人力转向时驾驶员的手力均远小于该值。因此用这种计算载荷进行转向系强度计算是十分安全的，但将增大零部件的结构尺寸。

② 以原地转向所需克服的最大转向阻力矩M_{m2}为计算载荷。这种方法考虑了机械的负荷和转向系的结构因素，但未考虑地面条件和行驶速度的不同。显然，后者将对车轮和转向系零部件产生较大的冲击力。对动力转向系统，有液压缓冲阀的作用，故采用这种方法确定的计算载荷作为强度计算的依据是适宜的。

③ 以转向节臂末端承受载荷等于转向桥负荷的一半作为计算载荷。这种方法是以试验统计资料为依据而得出来的经验公式，比较符合实际情况。相关试验表明，作用于转向系上的载荷与转向桥负荷成正比。在路面冲击作用下，转向节臂末端的载荷可达转向桥负荷的一半。此时，转向盘上的作用力F_R(N)为

$$F_R=\frac{0.5G_1 l\eta'}{i_{\omega1}R} \tag{5-66}$$

式中，l为转向节臂长度(mm)；η'为转向器逆传动效率；R为转向盘半径(mm)。

(5) 转向系零部件的强度计算。计算载荷确定后，即可以对转向系的各种零部件进行强度计算，计算方法与一般的机械零部件的强度计算方法相同。

转向器可以直接从现有产品中选取，选择时除满足性能需要外，还应考虑强度要求。转向节臂应作抗弯强度校核，转向纵、横拉杆应作受压和纵向弯曲的稳定性验算。计算零部件强度时，根据材料的屈服极限取安全系数2.5～3.0。

5.3.4 铰接底盘转向系的设计

1. 转向阻力矩和计算载荷的确定

(1) 铰接底盘原地转向分析。图5.50所示为铰接式机械(铰接点接近前桥)原地转向时，车轮的实测运动轨迹。前桥中心O'原地不动，其车架绕O'点转动。铰接点O的轨迹是以O'为中心、以OO'为半径的圆弧。后桥是两个运动的合成，即绕中心O'的转动和O'点的移动。

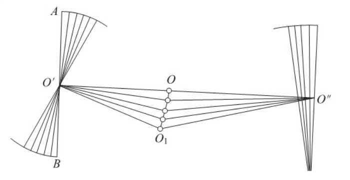


图5.50 铰接底盘原地转向轨迹图

铰接机械的运动规律是相当复杂的，影响铰接机械运动的因素很多。铰接点相对前、后桥的位置，前、后桥的轮压，前、后桥是否脱开，油缸的布置方式，轮胎的弹性，铰接点的摩擦阻力和地面条件等都能使原地转向轨迹发生变化。当铰接点偏近前桥或前桥轮压较小或油缸对O'的作用力矩偏大时，前桥容易产生原地转向，而后桥向前桥靠近。实际上的转向是各因素综合影响的结果。

当四轮驱动而桥间传动未脱开时，车轮将产生滑移。从图5.51可以看出，前桥两轮等速反向旋转，且$\omega_A=\omega_B$，而前桥差速器壳不转动，即$\omega_{K1}=0$。后桥两轮转速不等，其差速器壳$\omega_{K2}\neq0$。但两桥未脱开，$\omega_{K1}=\omega_{K2}$，使前后桥构成的封闭传动链拉紧，轮胎和土壤变形，最后超过附着力而使轮压小的车轮先开始滑移。

(2) 原地转向阻力矩的确定。由前述可知，铰接式机械的转向和偏轮转向有着根本的差别，因此其转向阻力矩的计算方法也有所不同。对于现有的机械，转向阻力矩可以由试验测定。根据转向阻力矩和油缸转向力矩的平衡关系，通过测定转向角和转向油缸各腔的油压，就可以算出原地转向阻力矩。

铰接式机械原地转向阻力矩，目前尚无较完善的计算方法，通常借用偏轮转向的公式和根据试验推出的经验公式计算。铰接式原地转向阻力矩可用以下两种方式求得。

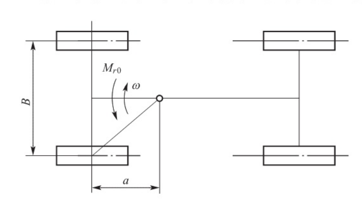


图 5.51　转向阻力矩计算示意图

① 塔布莱克推荐公式。假定前桥绕铰接点转向，如图 5.51 所示，后桥原地不动，前车轮既有滚动又有滑动。可以用塔布莱克推荐公式计算原地转向阻力矩 M_{r0} (N·mm)

$$M_{r0}=\xi G_1\sqrt{\frac{B^2}{4}+a^2} \qquad (5-67)$$

式中，B 为前桥轮距(mm)；a 为前桥轴线至铰接点的距离(mm)；ξ 为轮胎与地面间的综合阻力系数，一般为 0.1～0.15。铰接点距前桥越远，应选择越大的 ξ 值，因为此时侧向滑动的成分较大。

② 经验公式。试验证明，铰接式车辆原地转向时，采用式(5－68)进行转向阻力矩 M_{r0}(N·m)计算具有较好的精度。

$$M_{r0}=\frac{G_1 f}{\eta}(0.1L+0.6)(0.3\alpha^2+0.1\alpha+2.6) \qquad (5-68)$$

式中，G_1 为前桥上负荷(N)；α 为车架偏转角度(rad)；f 为驱动轮上的滚动阻力系数；L 为车辆的轴距(m)；η 为效率，一般取 0.9。

(3) 计算载荷与强度计算。由于铰接式机械转向阻力较大，通常都采用动力转向系统。与偏轮转向系一样，铰接式机械动力转向系的计算载荷仍取机械的原地转向阻力矩。对于没有设置辅助转向机构的动力转向系，当助力器失效而使用人力转向时，整个转向机构的载荷将增大，故取原地转向阻力矩为计算载荷也是合理的。

铰销的强度计算可以参考主销的计算，其他零件的计算与偏轮转向系相同。

2. 动力转向系布置的方案及选择

工程机械和重型汽车由于转向阻力大，为使操作轻便，一般采用动力转向，铰接式机械更是如此。以下讨论铰接式机械动力转向系的布置。

(1) 分置式方案。转向器、转向控制阀和转向油缸分别独立布置。该方案灵活性较大，又可以选择现成的转向器，故在大中型铰接式机械中得到广泛的应用，如 CL7 铲运机、KLD－100 装载机等。

分置式方案的缺点是铰接点较多，容易产生间隙，影响灵敏性；而且管路长，布置困难，易引起振动。

(2) 转向控制阀和油缸一体方案。转向控制阀和转向油缸组成一体，称为转向助力器。该方案的优点是选用现成的转向器，缸与阀之间无管道相连，工作比较稳定。该方案的缺点是使装置重量和尺寸较大，连杆稍多，给布置带来困难。74 型推土机、PY160 型

平地机和ZL30型装载机均采用这种方案。

（3）转向器与转向控制阀一体方案。转向器和转向控制阀组成一体，而转向油缸单独布置。该方案连杆系统简单，铰接点少，故灵敏度较高。系统一般为常压式，并装有蓄能器。其缺点是转向控制阀和油缸间管路较长，稳定性较差，而且转向器不能选用现成的，需要加以改造。这种方案广泛用于铰接式机械，如ZL50型装载机。

（4）全液压转向方案。全液压转向机构是由转向盘、转盘、计量马达和油缸组成的。这种方案的优点是操纵轻便灵活，尺寸小，结构紧凑，安装布置容易，保养维修简单。全液压转向常用于中、低速机械。由于采用全液压转向器回路采用管路连接，没有机械连接方式，使布置灵活，不受空间限制，故这种方式应用广泛。全液压转向器原理中主要由转向器的形式决定回路的性质。转向器一般有4个油口，分别是接泵油口P、接油箱回油口O、接油缸口A和B。

实际布置时，若没有特殊原因，转向油缸最好不要装在转向桥上，以减少非悬挂质量和缩短管道长度；转向阀最好与转向轴直接连接，尽量减少操纵转向阀的杆件，以提高转向阀的灵敏性；转向阀的位置要便于拆装、修理，并且尽量靠近转向油缸，也减少管路连接件的长度。

3. *动力转向系主要零部件的选择和设计*

动力转向系的组成部分除转向器、转向控制阀和转向油缸外，还应有液压系统中的油泵、油箱、滤油器、安全阀和流量控制阀等。动力转向系的油压选择，应保证液压转向系统的操纵性和安全性，一般为6.5～7.0MPa。

（1）转向器型式的选择。动力转向系一般选用高效率的可逆式转向器，如普遍采用的循环球式。之所以采用可逆式转向器是由于液压助力器路感小，不会产生“打手”现象，路面的冲击一部分通过油缸的活塞杆传到车架，一部分由油液吸收变为热能。

转向器的传动比 $i_{\omega1}$ 可以根据式(5-54)和式(5-55)来选择，即

$$i_{\omega1}=\frac{i_{\omega}}{i_{\omega2}}=\frac{n\cdot 360^{\circ}}{i_{\omega2}(\alpha_{\max}+\beta_{\max})} \tag{5-69}$$

（2）油泵流量的选择和转向流量的控制。当工程机械不转向时，油泵继续泵油，油液经转向阀流回油箱，转向油缸两腔均与回油路相通，称为常流式。常流式动力转向系统所选用的油泵流量，应保证发动机怠速时，驾驶员以较大转速转动转向盘(如60～90r/min)，转向油缸能得到充足的供油量。同时应保证发动机高速运转时，转向流量不宜过大。油泵流量可以按式(5-70)计算

$$Q=\frac{6\times10^{5}FL}{t_{z}\eta_{v}}\quad(\mathrm{L/min}) \tag{5-70}$$

式中，F 为油缸工作腔面积(mm^2)。双缸转向方案的面积为活塞大、小腔面积之和，$F=F_1+F_2$；L 为活塞行程(mm)；t_z 为全偏转角所需时间(s)，一般为2～3s；η_v 为转向系统的容积效率，$\eta_v=0.75\sim0.85$。

为了保证转向的稳定和灵敏，转向的供油应是定量的。目前工程机械中广泛采用流量控制阀，使转向流量不因发动机的转速和道路阻力的变化而变化。

常压式转向系统为了减少转向油泵的流量，并能保证足够的转向流量，可以采用蓄能器油路。在发动机低速运转时，可以由蓄能器辅助供油。

（3）转向控制阀。除全液压转向采用转向式控制阀外，一般动力转向系的控制阀均为

滑阀，滑阀是一种随动阀。设计时需确定其主要尺寸，即滑阀直径、预开隙、密封长度和滑阀总移动量等。这些参数影响操纵阀的泄漏量、液流常流速度、压力降和转向灵敏度等。具体设计时可以参考相关资料。

采用有路感的转向控制阀时，转向盘上的操纵力，除克服回位弹簧的预紧力外，还需克服液压阻力。操纵力通常在20～60N。

4. 转向油缸的布置和计算

铰接式机械的转向油缸一般采用双缸对称布置，如图5.52所示。当然，小型铰接式转向工程机械也有采用单油缸布置的。布置油缸时应满足下列要求。

① 转向过程中，油缸不得与相邻部件发生干涉，并且拆装方便。

② 活塞行程短，转向灵活。

③ 转向力矩大，油缸的受力变化不大且平稳。

④ 管路布置合理。

对于偏转角不大的铰接机械，如 $\alpha=35°\sim45°$ 的装载机，油缸两端直接与前、后车架相连。铲运机的偏转角要达到90°，此时油缸需通过连杆再与车架连接。这种布置方式不仅获得较大的偏转角，而且油缸在转向过程中相对铰接点的作用力矩变化较小，故称为"等力矩"转向连杆系统。

油缸长度、活塞行程、油缸结构长度。根据车架结构和油缸布置，初步确定图5.53中油缸各连接点 A、B、C、D 的位置和相关尺寸。转向时 C、D 两点绕点 O(即前后车架铰接中心)转动。根据最大左右偏转角 α_{max}，由作图法确定最大伸出长度 l_{max} 和最小长度 l_{min}，其中 l_{min} 即为油缸设计长度。

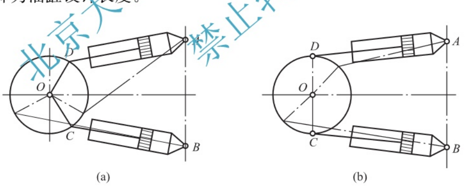
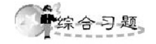


图5.52 转向油缸布置图

转向油缸活塞行程 s(mm)为

$$s=l_{max}-l_{min} \tag{5-71}$$

油缸结构长度 s_j 指油缸制造时所要求的长度，也称死行程。也就是当油缸缩到最短时，去除行程 s 后所剩下的长度即 $l_{min}-s$。不同直径及不同型式的油缸，其结构长度是不同的。



综合习题

1. 填空题

(1) 轮式工程机械的行走系主要由__________、__________、__________和__________等组成。

(2) 轮式行走系的任务主要是____________，____________，____________，____________。

(3) 履带设计的主要内容包括____________、____________。

(4) 履带底盘“四轮一带”指____________、____________、____________和____________。

(5) 轮式工程机械转向方式主要可分为：____________，____________，____________三大类。

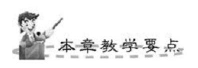
2. 名词解释

(1)最小离地间隙；(2)接近角；(3)离去角；(4)纵向通过半径；(5)最大涉水深度。

3. 简答题

(1)工程机械轮胎选择的一般步骤有哪些？
(2)影响轮胎承载能力的因素有哪些？
(3)履带驱动轮齿形设计应满足哪些基本要求？
(4)履带驱动轮、支重轮常用的材料及热处理工艺要求是什么？
(5)台车架纵梁与摆动轴的受力分析和强度验算时，应该考虑哪几种工况？
(6)对张紧装置的设计要求有哪些？
(7) 轮式转向系设计的基本要求有哪些？

第6章 工程机械制动系设计



知识要点	掌握程度	相关知识
轮式机械制动性能及制动过程分析	(1) 熟悉车轮制动过程分析； (2) 掌握前后轮制动力的合理分配； (3) 熟悉制动性的评价； (4) 掌握制动器计算载荷的确定	(1) 车轮制动过程分析； (2) 前后轮制动力的合理分配； (3) 制动性的评价； (4) 制动器计算载荷的确定
制动器设计	(1) 熟悉蹄式制动器设计； (2) 掌握钳盘式制动器的设计	(1) 蹄式制动器设计； (2) 钳盘式制动器的设计
制动驱动系统设计	(1) 了解制动驱动机构的结构类型及选用原则； (2) 熟悉液压驱动机构的设计； (3) 熟悉气压驱动机构的设计	(1) 制动驱动机构的结构类型及选用原则； (2) 液压驱动机构的设计； (3) 气压驱动机构的设计



导入案例

工程机械制动器

工程机械制动器主要是指工程机械中的制动装置，是使工程车停止或减速的机械零件，俗称刹车、闸。一般分为行车制动器(俗称脚刹)和驻车制动器(图6.01，俗称手刹)两种。在行车过程中，一般都采用行车制动，便于在前进的过程中减速停车，不单是使汽车保持不动。若行车制动失灵时才采用驻车制动。当车停稳后，就要使用驻车制动，防止车辆前滑和后溜。停车后一般除使用驻车制动外，上坡要将挡位挂在一挡(防止后溜)，下坡要将挡位挂在倒挡(防止前滑)。

使机械运转部件停止或减速所必须施加的阻力矩称为制动力矩。制动力矩是设计、选用制动器的依据，其大小由机械的型式和工作要求决定。制动器上所用摩擦材料(制动件)的性能直接影响制动过程，而影响其性能的主要因素为工作温度和温升速度。摩擦材料应具备高而稳定的摩擦系数和良好的耐磨性。摩擦材料分金属和非金属两类。前者常用的有铸铁、钢、青铜和粉末冶金摩擦材料等，后者有皮革、橡胶、木材和石棉等。

通常行车制动器采用蹄式制动器和钳盘式制动器两种形式。蹄式制动器的工作原理是利用与车身(或车架)相连的非旋转元件和与车轮(或传动轴)相连的旋转元件之间的相互摩擦来阻止车轮的转动或转动的趋势。即利用一个以内圆面为工作表面的金属制动鼓固定在车轮轮毂上，随车轮一同旋转。在固定不动的制动底板上，有两个支承销，支承着两个弧形制动蹄的下端。制动蹄的外圆面上装有摩擦片。制动底板上还装有液压制动轮缸，用油管与装在车架上的液压制动主缸相连通。主缸中的活塞可由驾驶员通过制动踏板机构来操纵。当驾驶员踏下制动踏板，使活塞压缩制动液时，制动轮缸活塞在液压的作用下将制动蹄片压向制动鼓，使制动鼓减小转动速度或保持不动。

一般制动器都是通过其中的固定元件对旋转元件施加制动力矩，使后者的旋转角速度降低，同时依靠车轮与地面的附着作用，产生路面对车轮的制动力以使机车减速。凡利用固定元件与旋转元件工作表面的摩擦而产生制动力矩的制动器都称为摩擦制动器。目前工程机械所用的摩擦制动器中大都采用行车制动用钳盘式制动器，驻车制动用鼓式制动器，也有部分厂家用盘式驻车制动器。

钳盘式制动器(图6.02)是取其形状而得名。它由液压控制，主要零部件有制动盘、分泵、制动钳、油管等。制动盘用合金钢制造并固定在车轮上，随车轮转动。分泵固定在制动器的底板上不动。制动钳上的两个摩擦片分别装在制动盘的两侧，分泵的活塞受油管输送来的液压作用，推动摩擦片压向制动盘发生摩擦制动，动作起来就好像用钳子钳住旋转中的盘子，迫使它停下来一样。盘式制动器沿制动盘轴向施力，制动轴不受弯矩，径向尺寸小，制动性能稳定。钳盘式制动器散热快、质量轻、构造简单、调整方便，特别是高负载时耐高温性能好，而且不怕泥水侵袭，在冬季和恶劣路况下行车，也能保持稳定的制动效果。有些盘式制动器的制动盘上还开了许多小孔，以加速通风散热和提高制动效率。



图6.01 驻车制动器



图6.02 钳盘式制动器

制动系是用来使行驶中的工程机械降低速度或坡道停车的，主要由制动器及制动驱动机构两大部分组成。制动系的制动性能直接影响到机械的安全性和生产效率，是机械的一个非常重要的组成部分。

对于轮式装载机制动系统的设计，目前有两大发展趋势，其一是行车制动器由钳盘式制动器向封闭湿式制动器发展。这种制动器全封闭，防水防尘，不受环境因素影响，制动性能稳定，耐磨损，使用寿命长，不需调整，散热效果好，摩擦副温度显著降低。在不增大径向尺寸的前提下改变摩擦盘数量，可以调节制动力矩，实现系列化、标准化。其二是制动传动装置由气推油加力器制动向全液压动力制动发展。这种制动传动装置的制动踏板直接操作制动液压阀，省去气动元件，结构简单紧凑，冬季不会因系统有水结冰，不需放水保养，阀和管路不会锈蚀，制动系可靠性提高。所以在轮式装载机的制动系设计中得到越来越多地应用。图 6.1 所示为 ZL50 型装载机的双管路气推油加力器制动系。

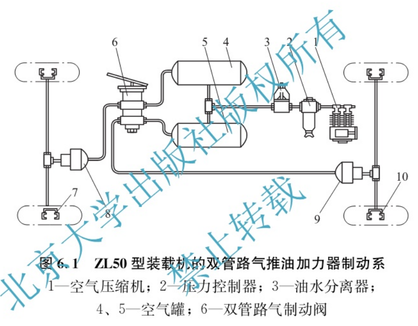


图 6.1　ZL50 型装载机的双管路气推油加力器制动系

1—空气压缩机；2—压力控制器；3—油水分离器；
4、5—空气罐；6—双管路气制动阀

一个完善的制动系通常包括主制动器、驻车制动器和辅助制动器三类。其中主制动器是在车辆行驶中用来减速制动的制动器，该制动器大多装在轮式机械的 4 个车轮上，用脚踏板控制，曾普遍使用各种蹄式制动器，但近年来开始广泛采用钳盘式制动器。驻车制动器通常装在传动轴上，用手操作，采用蹄式、带式、钳盘式制动器。而辅助制动器仅仅装在重型机械上，多采用发动机废气制动，也有加装液力减速器的，对电驱动设备也有通过驱动电动机辅助制动的。工程机械一般至少应有两个制动系统(即主制动器、驻车制动器)。大型工程机械要求的制动力大，故主动制动器的驱动机构都是增力的，目前有空气制动、液压制动、气推油综合制动等不同的结构形式。其中气推油综合制动驱动机构能获得较大的制动力，而且成本低，在中、大型机械上得到了广泛应用。至于履带式工程机械，由于其运行速度低，滚动阻力大，通常利用驱动桥内的转向制动器和转向离合器实现转向、制动与停车，不设单独的制动系，由于结构的原因，制动系广泛采用带式制动器。有关带式制动器的设计可以参考相关文献。

6.1　轮式机械制动性能及制动过程分析

6.1.1　车轮制动过程分析

1. 制动时车轮受力分析

制动系的制动能力主要取决于：①轮胎和路面间的附着力；②整机重量及其在前后轴间的分配；③制动器的结构形式和尺寸。为了阐明前两个问题，将从制动时车轮的受力、最有利的制动状况及制动时前、后轮制动力的合理分配这3个方面进行分析。

制动时车轮的受力情况如图6.2所示，作用在制动轮上的力矩有：由制动器摩擦力产生的制动力矩M_μ、滚动阻力矩M_f、由与车轮相连的各旋转零部件产生的惯性力矩M_j。制动轮上作用的力有：车轮的垂直载荷G、机械制动的惯性力F_j、路面对车轮的垂直反力Z和切向反力F_B，其中切向反力即地面制动力，该制动力对制动性能有决定性的影响。制动时滚动阻力矩较小，可以忽略，对制动轮中心取矩，由力矩平衡原理求得制动力为

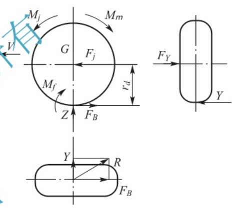


图6.2　制动轮受力简图

$$F_B=\frac{M_\mu+M_f-M_j}{r_d} \tag{6-1}$$

式中，r_d为轮胎动力半径。

地面制动力是使车辆减速行驶的外力，该外力取决于两个摩擦副的摩擦力、制动器内的摩擦力和轮胎与地面的摩擦力(附着力)。式(6-1)表明，地面制动力F_B随着制动器所产生的制动力矩M_μ的增加而增加，为提高机械的制动性能，必须增大制动力，但最大地面制动力受地面附着条件的限制，即

$$F_B\leqslant G\varphi=Z\varphi \tag{6-2}$$

式中，φ为附着系数。

当制动力矩M_μ增大到使制动力达到最大值，即$F_{B\max}=Z\varphi$时，制动车轮即抱死不转而出现拖滑现象(抱死)，此时整机行驶的动能全部转变为轮胎与地面之间的摩擦力，导致轮胎严重的磨损和发热，附着系数φ值下降，方向失控，因此应避免制动“抱死”状态。

2. 理想制动状态

在通常的制动情况下，车轮不会“抱死”，制动时车轮仍沿地面滚动，整机的动能主要在制动器内转换成热能散发掉。只是在紧急制动时，才会出现将车轮完全“抱死”的情况。随着车轮“抱死”，轮胎在地面拖滑，将产生两个问题：①由于轮胎局部发热现象的出现，附着系数φ值的降低，从而使制动效果降低；②车轮滑移时失去承受侧向力的能力，极易侧向滑动，从而使机械制动时的方向稳定性受到破坏。

因此，“抱死”车轮使轮胎在地面拖滑的制动工况，并不是制动效果最好的情况。理想的情况应使制动时车轮将抱死而未抱死，轮胎临近拖滑而仍沿地面滚动的临界状况，这

样能达到制动的最佳工况。

对于车轮由于滑移而失去承受侧向力的能力，导致制动跑偏、侧滑或失去转向能力的问题，可以用制动时车轮承受侧向力的情况来说明。

如图 6.2 所示，制动时车轮承受侧向力 Y 和制动时力 F_B 的作用，由 Y 与 F_B 两个力在水平面内形成的合力 R 为

$$R=\sqrt{F_B^2+Y^2} \tag{6-3}$$

为使车轮不滑移，该合力 R 必须小于车轮与路面的附着力 F_φ（$F_\varphi=Z\varphi$），因此，车轮所能承受的最大侧向力为

$$Y_{max}=\sqrt{Z^2\varphi^2-F_B^2} \tag{6-4}$$

由式(6-4)可见，车轮所能承受的最大侧向力与地面的附着力 $Z\varphi$ 和有效制动力 F_B 有关。当有效制动力达到轮胎与地面的附着力极限时，能承受的最大侧向力将达到 $Y_{max}=0$，此时，即使作用一个微小的侧向力，也会引起车轮侧滑，从而使工程机械失去方向稳定性。

6.1.2 前、后轮制动力的合理分配

前面讨论的是一个车轮的最佳制动工况。通常工程机械 4 个车轮都装有制动器，如何使安装在前、后轴上的 4 个制动器都有效地发挥制动效果，这就涉及如何按前、后轴重量分配设计制动器的问题。

因为最大的有效制动力取决于轮胎上的附着重量和地面与轮胎间的附着系数，但车辆制动时，由于惯性力的作用，前、后轴上的负荷分配要发生变化，前轴上的动负荷 G_{DF} 将比静负荷 G_{SF} 大，后轴则相反。

图 6.3 所示为装载机制动前后轴荷的分配情况。由图 6.3(a)可见，制动前、后轴的静负荷分别为

$$\begin{cases} G_{SF}=\dfrac{L_R}{L}G \\ G_{SR}=\dfrac{L_F}{L}G \end{cases} \tag{6-5}$$

式中，G 为机械总重；L_F，L_R 为重心至前、后轴距离。

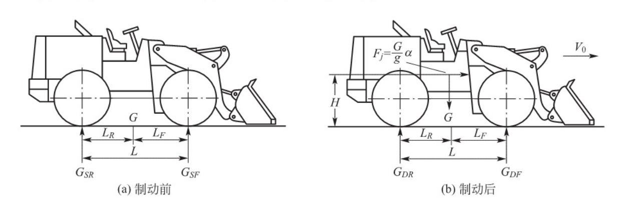


图 6.3　装载机制动前、后轴荷分配示意图

制动时［图 6.3(b)］前、后轴上的动负荷分别为

$$\begin{cases} G_{DF}=\dfrac{L_R}{L}G+\dfrac{H_g a}{Lg}G=G_{SF}+\dfrac{H_g a}{Lg}G \\ G_{DR}=\dfrac{L_F}{L}G-\dfrac{H_g a}{Lg}G=G_{SR}-\dfrac{H_g a}{Lg}G \end{cases} \tag{6-6}$$

式中，L 为轴距；H_g 为重心高度；a 为制动减速度。

因此，为了充分利用各车轮上的附着重量，提高制动效果，最理想的是使前、后轮每个车轮上的制动器产生的有效制动力分别为

$$\begin{cases} F_{BF}=\dfrac{G_{DF}}{2}\varphi \\ F_{BR}=\dfrac{G_{DR}}{2}\varphi \end{cases} \tag{6-7}$$

也就是说，要使所设计的制动系获得最大制动效果，应能使前、后轮制动器发挥的有效制动力保持式(6-8)所示的比例关系

$$k_f=\frac{F_{BF}}{F_{BR}}=\frac{G_{DF}}{G_{DR}}=\frac{L_R+H_g\dfrac{a}{g}}{L_F-H_g\dfrac{a}{g}} \tag{6-8}$$

但是，从式(6-6)可见，制动时前、后轮的动负荷随制动减速度 a 的变化而变化，因此对制动系的设计，实际上只能是解决如何合理确定前、后轮制动力分配的比值 K_f 问题。

如图 6.4 所示，曲线 2 为一定结构和重量的车辆，在不同减速度下，要充分利用前、后轮上动负荷作为附着重量时所需的制动力大小。直线 1 为由前、后轮制动器型式和尺寸所决定的实际制动力大小，前、后轮制动力之比为一常数。由图 6.4 中曲线可见，只有在交点 A(制动减速度为 $0.6g$)的情况下制动，才是充分利用了前、后轮上动负荷作为附着重量的制动情况。

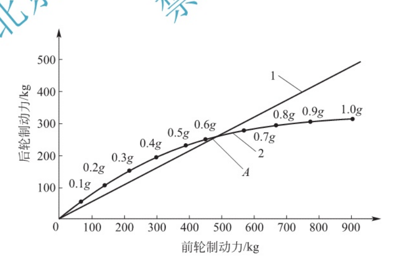


图 6.4 前、后轮制动力的关系曲线

A 点称为前、后轮共同抱死点，此时车辆前、后轮均处于将滑移而未滑移的临界状态，最大限度地发挥了制动能力。

应当指出，所选择的共同抱死点的制动减速度并不是在所有的路面上都能达到。下面讨论制动减速度与路面附着系数的关系。

制动时车辆的惯性力为

$$F_j = ma = \frac{G}{g}a \tag{6-9}$$

在不同的路面上，假如制动时利用了全部车辆重量，则作用在车轮上的地面制动力为 $F_B = G\varphi$，在共同抱死情况下制动，则有 $F_B = F_j$，故车轮能达到的最大减速度为

$$a_{max} = g \cdot \varphi \tag{6-10}$$

对照图 6.4 分析，如果要达到 0.6g 的制动减速度，只有在路面附着系数 $\varphi \geqslant 0.6$ 的情况下才有可能。如果所设计制动器的制动力大于共同抱死点的制动力，则在 $\varphi > 0.6$ 的路面上，可以获得大于 0.6g 的制动减速度，但后轮将先抱死。而在 $\varphi < 0.6$ 的路面上，将出现前轮先抱死的制动工况，且制动减速度小于 0.6g。

由于车轮抱死的情况会使机械制动时失去方向稳定性，因此，共同抱死点的选择还应根据常见路面的附着系数来考虑，以保证在常见路面上制动时，不会出现车轮抱死的情况。

综上所述，制动系设计可以按选定的减速度 a 或常见路面的附着系数，以式(6-6)计算出前、后轴的动负荷 G_{DF} 和 G_{DR}，并依 φ 计算出前、后轮的制动力 F_{BF} 和 F_{BR}，由此确定前、后轮应发挥的制动力比值。

但是应当指出，以上是理想设计。实际上，对具体的工程机械如轮式装载机，很难按减速度 $a = 0.6g$ 时共同抱死点的制动力比值设计前、后轮制动器。例如，对空载时前、后轴静负荷分配为 55%G 和 45%G 的装载机，在通常的轴距和重心高度情况下，以 0.6g 的减速度制动时，前轴动负荷 G_{DF} 将为后轴动负荷 G_{DR} 的两倍，因而如果按该比值设计制动器，显然将使前、后制动器的尺寸相差悬殊，同时依据前轴充分利用动负荷附着重量来设计制动器，由于尺寸大，在结构的布置上也会遇到困难。

另外还需要指出的是，前述理想设计的讨论是以单桥驱动为前提的。对于前、后轮驱动的车辆，如果制动时两个驱动桥相连而没有脱开，显然，前、后轮要么同时抱死，要么同时滚动。因而制动时即使后轮附着重量不足，但仍能起到帮助前轮制动的作用。

基于这一情况，同时根据生产中力求使零部件通用化、标准化，实际设计往往使前、后轮采用同样尺寸的制动器。

6.1.3 制动性的评价

制动系是车辆的一个重要部件，制动性能是车辆的主要性能之一，该性能关系到行车安全性，同时，良好的制动性能还可以提高平均行驶速度和运输生产率。因此，各国对制动系的设计和评价都规定有相应的标准。

制动系的制动性能是表示机械在制动时降低行驶速度能力。一般以某一路面和制动初始速度条件下，所得到的制动减速度 a 和停车距离 s 来作为衡量制动性能的指标。

1. 制动减速度

制动减速度 a 是制动时车速对时间的导数，a 反映了地面制动力的大小，与制动器制动力(车轮滚动时)及附着力(车轮抱死拖滑时)有关。若允许前、后车轮同时抱死，则在同步抱死点有

$$a_0 = \varphi g \tag{6-11}$$

为得到良好制动性能，同步抱死点常选择常用路面的附着系数值，一般取 $\varphi_0 = 0.7$，

即能够达到的最大减速度 $a_0=0.7g$。

除紧急制动外，通常制动减速度小于 a_0。例如，叉车 $a\leqslant 0.3g$，空载时 ZL50 型装载机 $a\approx 0.42g$，CL7 型铲运机 $a\approx 0.64g$。满载时各种机械的制动减速度将显著下降，如 CL7 型铲运机满载时 $a\approx 0.34g$。

2. 制动距离

当前、后轮同时抱死时，机械平移的动能(忽略回转部分质量所产生的惯性力)全部转化为制动力 F_B 所做的功。由动能定律

$$F_B s_{\min}=\frac{G}{2g}V_0^2$$

式中，V_0 为机械制动时的初速度。

因 $F_B=G\varphi$，可以求得最小制动距离

$$s_{\min}=\frac{V_0^2}{2g\varphi} \tag{6-12}$$

最小制动距离取决于制动初速度和路面的附着系数。一般规定车速度为 30km/h 时，若取 $\varphi=0.7$，则最小制动距离 $s_{\min}=5\text{m}$。

实际制动距离是最小制动距离和空行距离之和。空行距离是指驾驶员反应时间 t_1 和开始踏下制动踏板到制动器开始起作用的滞后时间 t_2 内机械行驶的距离。空行距离为

$$s_0=V_0 t_0$$

式中，t_0 为制动延迟时间，$t_0=t_1+t_2$，t_1 为驾驶员反应时间，约为 0.3s；t_2 为驱动系统滞后时间，与制动系统类型有关，液压制动 $t_2=0.2\text{s}$，气压制动 $t_2=0.4\sim0.8\text{s}$。

实际制动距离称为制停距离 s，用式(6-13)计算

$$s=s_{\min}+s_0=\frac{V_0^2}{2g\varphi}+V_0 t_0 \tag{6-13}$$

各国对轮式机械的制动距离都有国家标准，一般要求制动初速度 $V_0=30\text{km/h}$ 时，制动距离不超过 12m。目前生产的 ZL50 型装载机，控制制动距离为 10m；CL7 型铲运机，空载制动距离为 5.52m，满载制动距离为 10.24m。对非公路行驶机械制动距离(水平路面)的要求可以查看相关国家标准或 ISO 3450—2011 标准。

6.1.4 制动器计算载荷的确定

1. 主制动器制动力矩

通常以整机制动时的最大制动力矩作为主制动器的设计依据。已知由地面附着条件提供的最大制动力(一般取 $\varphi=0.7$)为 $F_B=G_s\varphi$，略去与车轮相连的旋转零件的转动惯量不计，整机最大制动力矩为

$$M_{\mu\max}=F_B r_d \tag{6-14}$$

因四轮制动，前轮制动力矩 $M_{\mu1}=F_{B1}r_d$，根据式(6-6)和式(6-11)，要求每个前轮和后轮最大制动力矩分别为

$$\begin{cases} M_{\mu1}=\dfrac{L_R+\varphi H_g}{2L}G\varphi\, r_d \\ M_{\mu2}=\dfrac{L_F-\varphi H_g}{2L}G\varphi r\, d \end{cases} \tag{6-15}$$



由整机的最大制动力矩 $M_{\mu\max}$ 和给定的制动初速度 V_0 就可以计算出机械的最小制动距离，该值应小于并接近标准规定的制动距离

$$s_{\min}=\frac{G}{2g}V_0^2\frac{1}{F_B}=\frac{G}{2g}\frac{r_d}{M_{\mu\max}}V_0^2 \tag{6-16}$$

2. 驻车制动器制动力矩

用于机械在平地或斜坡上停放的驻车制动器，其制动力矩可以按其最大坡度 α、整机结构参数及地面附着条件算出。当制动器布置在变速器和驱动桥之间时，制动力矩为

$$M_u=\frac{F_B r_d}{i_0 i_f}=\frac{G(\sin\alpha-\varphi\cos\alpha)r_d}{i_0 i_f} \tag{6-17}$$

6.2 制动器设计

6.2.1 蹄式制动器设计

1. 蹄式制动器的设计要求

轮式机械行车制动器常常采用内蹄式，因为蹄式制动器具有散热性较好，密封容易，蹄片刚度大，制动效能高等特点。蹄式制动器的设计要求：①有足够的制动力和良好的制动效能；②制动工作稳定可靠。摩擦材料受热和浸水后，摩擦系数不应明显下降；③制动时制动力平稳迅速地增加，松开时应迅速并彻底；④制动器间隙调整简便；⑤散热良好，噪声小，工作寿命长。

2. 制动力矩的计算

计算制动器制动力矩的目的，是为了确定制动力矩和作用于蹄片端部推力 P 的关系，检验制动器能否满足设计要求，以及作为设计制动操作系统的依据。

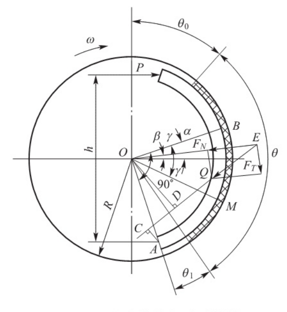


图 6.5 固定支点的紧蹄计算简图

(1) 固定支点式制动蹄的制动力矩。假设制动鼓为刚性，并认为制动鼓和摩擦片间单位压力与摩擦片径向的相对位移量成正比。

图 6.5 右侧是固定支点的紧蹄，A 点为蹄片的铰支点，P 为操纵力，R 为制动鼓半径。根据假设，由制动端的力矩平衡关系式可以推得制动蹄的制动力矩 M_μ 为

$$M_\mu=KRP \tag{6-18}$$

K 称为制动蹄效能系数，表示半径 R 处摩擦力与操纵力之比，即制动器输出力与输入力之比，$K=M_\mu/(PR)$。K 值与制动蹄的支承方式、结构参数和摩擦系数有关。其中，紧蹄效能系数 K_1 和松蹄效能系数 K_2 的表达式分别为

$$\begin{cases} K_1=\dfrac{\xi}{\dfrac{n}{\nu_1\rho}-1} \\ K_2=\dfrac{\xi}{\dfrac{n}{\nu_2\rho}+1} \end{cases} \tag{6-19}$$

式中，$\xi=\dfrac{h}{R}$；$n=\dfrac{AO}{R}$；$\rho=\dfrac{4\sin(\theta/2)}{\theta+\sin\theta}$，$\theta$ 为摩擦衬面的包角；$\nu_1=\dfrac{\cos\beta\cdot\sin\gamma}{\cos\lambda_1}$，其中 $\lambda_1=\gamma+\beta-\alpha$，$\gamma=\tan\mu$，$\mu$ 为摩擦系数；$\nu_2=\dfrac{\cos\beta\cdot\sin\gamma}{\cos\lambda_2}$，其中 $\lambda_2=\gamma-\beta+\alpha$。

(2) 浮式制动蹄制动力矩。浮式制动蹄下端支点是浮动的，如图6.6所示，反正制动效果相同，制动效能较高。A 点反力与推力 P 平行，制动鼓与摩擦片间的作用力 Q 也平行于推力 P。

制动力矩 $M_\mu=Q\times OM$，并且有 $Q=\dfrac{a+b}{b}P$，那么制动力矩为 $M_\mu=\dfrac{a+b}{b}OM\times P$。令 $K=\dfrac{a+b}{b}OM\dfrac{1}{R}$，于是得到与固定支点式制动蹄相似的计算式

$$M_\mu=KRP \tag{6-20}$$

紧蹄效能系数 K_1 和松蹄效能系数 K_2 的表达式分别为

$$\begin{cases} K_1=\dfrac{\xi}{\dfrac{n}{\nu_1\rho}-1} \\ K_2=\dfrac{\xi}{\dfrac{n}{\nu_2\rho}+1} \end{cases} \tag{6-21}$$

式中，$\nu_1=\cos\beta_1\sin\gamma$，其中 $\beta_1=\gamma-\alpha$，$\gamma=\tan\mu$；$\nu_2=\cos\beta_2\sin\gamma$，其中 $\beta_2=\gamma+\alpha$。

整个制动器的制动力矩 M_μ 是两个制动蹄制动力矩之和，即

$$M_\mu=M_{\mu1}+M_{\mu2}=K_1RP_1+K_2RP_2=(K_1P_1+K_2P_2)R \tag{6-22}$$

3. 制动器基本参数的确定

(1) 制动鼓。制动鼓的材料一般为灰铸铁或低合金铸铁。制动鼓的主要参数有内径和壁厚，如图6.7所示。

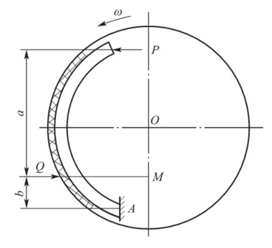


图6.6 浮动支点制动蹄设计简图

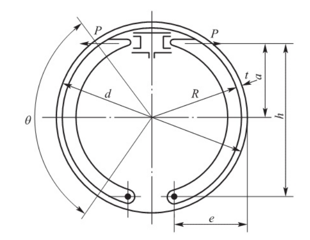


图6.7 制动器基本尺寸简图

① 内径 d，增加内径 d 可以提高制动效能，并能增加散热能力，但 d 受车轮轮辋限制，制动鼓外径与轮辋间应留有散热所需要的间隙。

② 壁厚 δ，制动鼓厚度应尽量小，但要有足够的刚度、热容量及供 2～4 次搪磨的余量。一般厚度 $\delta=11\sim13\text{mm}$。为提高刚度和散热效果，可以在制动鼓外面加筋。

(2) 制动蹄。制动蹄要有足够的刚度，一般采用 T 形、工字形、山字形和 Ⅱ 形断面。腹板厚度一般取 5～8mm。制动蹄常用可锻铸铁和铸钢制造。

(3) 摩擦衬面。

① 包角 θ，增大 θ 可以减小比压，提高制动效能，但作用不太明显；而且 θ 过大会使衬面磨损不匀，散热不良，并可能产生自刹现象。θ 一般在 120°左右，最佳值为 90°～100°。

② 宽度 b，宽度由具体结构和制动力矩的计算来确定。b 太宽时，重且接触不匀；b 太窄时，比压过大，磨损严重。一般取 $b/d=0.16\sim0.26$。

③ 厚度 t，t 一般为 6～16mm。粘合的粉末冶金摩擦衬带厚度可以稍薄些。

④ 摩擦系数 μ，摩擦衬面的摩擦系数与衬面的材料、制作工艺、工作温度、比压、滑磨速度及表面清洁情况有关。当比压 $p=1.2\text{MPa}$，温度为 100℃时，$\mu=0.4\sim0.6$；当温度为 200～300℃时，$\mu=0.3$。各种摩擦材料摩擦系数稳定值 $\mu=0.3\sim0.5$，一般取 $\mu=0.3$。

⑤ 材料，一般以无石棉材料作为摩擦衬面材料，使用增强纤维、有机黏结剂、摩擦性能调节剂。①增强纤维。摩擦衬面要求有较高的剪切强度、较高的耐温性及生产的冷压成型工艺性能，采用了芳纶纤维、钢纤维、海泡石纤维与混合棉等，以发挥它们各自的作用，取得理想的剪切强度、磨损性能及冷压成型工艺性。②有机黏结剂。摩擦衬面耐温性要求较高，因此不仅要选择丁腈橡胶改性的酚醛树脂作为主要黏结剂，且需要添加高温无机黏结剂，如沉淀硫酸钡、锡粉、硫黄等，同时辅以丁腈胶粉，以得到摩擦衬面的最终性能，如硬度、耐磨性、剪切强度等。③摩擦性能调节剂。摩擦衬面要求的摩擦系数较高，且高温下的系数要求也较严格，因此需要采用锆英砂、刚玉等增摩材料。同时由于摩擦衬面的导热性，为了减弱高温衰退，需要增加一些热的良导体，如铜粉等金属粉末，以及多孔材料来增加摩擦衬面的孔隙率，以降低其硬度和减轻其高温衰退。

(4) 分泵定位尺寸 a。分泵中心到制动器中心的距离 a 一般为 $0.8R$，在结构布置允许的情况下，尽量取大值。

4. 磨损及发热计算

(1) 磨损计算。摩擦衬面的磨损主要取决于平均比压 p(MPa)，其大小按式(6－23)计算

$$p=\frac{M_\mu}{\mu R^2 b\theta} \tag{6-23}$$

式中，M_μ 为单个制动蹄的制动力矩(N·mm)。

为防止衬面磨损过大，对于支点固定式制动器，紧蹄比压 $p=1.0\sim1.4\text{MPa}$；松蹄比压 $p=0.3\sim0.5\text{MPa}$；紧急制动时比压 $p=2.5\text{MPa}$。

摩擦衬面的磨损还与单位摩擦功有关，通常以单位摩擦功 w 作为制动器磨损的寿命指标。机械在制动时，全部动能变为制动器摩擦衬面与制动鼓的摩擦功，单位摩擦功 w (J/m^2)可以按式(6－24)计算

$$w=\frac{GV_0^2}{254\sum S} \tag{6-24}$$

式中，V_0^2为制动初速度(km/h)；$\sum S$ 为总的摩擦面积(m^2)。

载重汽车以 $V_0=30$km/h 制动时，$w=(7\sim20)\times10^5$J/m^2。工程机械可以参考上述数值，并尽量使前、后轮制动器的单位摩擦功相接近。如 ZL50 型装载机 $w=12\times10^5$J/m^2，CL7 型铲运机 $w=17\times10^5$J/m^2。

通常用平均比压 p、单位摩擦功 w 和摩擦衬面单位面积机重一起作为衡量摩擦衬面磨损的指标。

(2) 温升计算。设计制动器时，应验算制动鼓的温升。温升过高，将使摩擦系数显著下降，磨损加剧，甚至使衬面和制动鼓破碎。

假定紧急制动时，全部动能 L 转变成热能而被制动鼓所吸收。由热平衡方程可以得

$$Q=AL=\frac{GV_0^2}{2g}A=nG_g c\Delta t$$

则

$$\Delta t=\frac{GV_0^2}{2g}\cdot\frac{A}{nG_g c} \tag{6-25}$$

式中，Δt 为一次制动过程中制动鼓的温升(℃)；A 为功热当量，$A=0.98$J/N·m；n 为制动鼓数量；G_g为一个制动鼓重量(N)；c 为制动鼓的比热，铸铁 $c=0.48\sim0.52$J/(kg·℃)。

当以初速度 $V_0=30$km/h 紧急制动时，制动鼓的温升不得超过 15℃。

6.2.2 钳盘式制动器的设计

1. 钳盘式制动器的特点

随着工程机械的发展，对制动器的操作性、稳定性及使用寿命提出了更高的要求。钳盘式制动器在许多方面都比蹄式制动器优越，因而在工程机械上得到了广泛的应用。图6.8所示为钳盘式制动器的结构。钳盘式制动器的优点是：①制动性能稳定；②热稳定性及排水、排污性好；③结构简单，维修方便；④使用寿命长。其主要缺点是：①摩擦面积小，比压较高，故工作温度高。一般选用具有高耐温性能的树脂结合剂作摩擦材料；②对活塞密封件及制动液有耐温要求；③制动器无增力作用，操纵机构需设置助力装置。

2. 制动力矩的计算

假定衬块的摩擦表面全部与制动盘接触，并且各处单位压力均匀分布，则钳盘式制动器的制动力矩 M_μ(N·mm)为

$$M_\mu=2\mu PR \tag{6-26}$$

式中，P 为单侧制动块对制动盘的压紧力(N)；R 为作用半径(mm)。

将式(6-26)与式(6-18)相比，可见钳盘式制动器的效能系数 $K=2\mu$。

对于扇形的衬块，若其内、外半径 R_1和 R_2相差不大，取平均半径 R_m或有效半径R_e作为作用半径 R 即可，如图6.9所示。其平均半径 R_m(mm)为

$$R_m=0.5(R_1+R_2) \tag{6-27}$$

有效半径可以用积分法求出。设衬块与制动盘之间的单位压力为 p，取任意微小面积，该面上的摩擦力 $dF=\mu pRdRd\varphi$，取 dF 对制动盘的力矩 $dM_\mu=\mu pR^2dRd\varphi$，则单衬块产生的制动力矩为

$$M_\mu=\int_{-\theta}^{\theta}\int_{R_1}^{R_2}\mu pR^2dRd\varphi=\frac{2}{3}\mu p(R_2^3-R_1^3)\theta$$

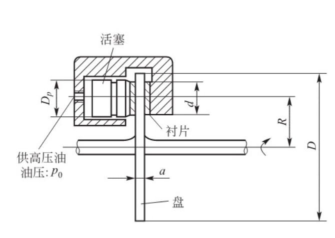


图 6.8　钳盘式制动器结构图

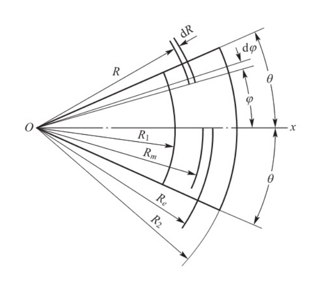


图 6.9　作用半径计算图

同时单个衬块产生的摩擦力

$$\mu P = \int_{-\theta}^{\theta}\int_{R_1}^{R_2} \mu p R \, \mathrm{d}R \mathrm{d}\varphi = \mu p (R_2^2 - R_1^2)\theta$$

又因 $M_\mu = \mu P R_e$，可以推得有效半径 R_e(mm)为

$$R_e = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \tag{6-28}$$

3. 主要参数及材料的确定

钳盘式制动器的结构及主要参数的确定，应考虑安装的可能性。活塞的驱动油压 p_0 通常为 10MPa。制动圆盘的直径、活塞面积 A、摩擦衬块的内、外径 R_1 和 R_2 等，可以通过类比法初步选定。

(1) 摩擦系数 μ，与蹄式制器的衬面一样，设计时取 $\mu=0.3$。

(2) 每块摩擦衬面的面积 $A(\mathrm{m}^2)$，一般按式(6-29)求得

$$A = \frac{p_0 A_0}{[q]} \tag{6-29}$$

式中，p_0 为活塞油缸制动油压(MPa)；A_0 为油缸活塞面积(mm^2)；$[q]$ 为摩擦衬面许用比压，一般取 $[q]=3$MPa。

摩擦衬面通常为扇形，也有采用圆形和正方形的。扇形衬面面积 $A(\mathrm{mm}^2)$ 可以用式(6-30)计算

$$A = \frac{\alpha \pi}{360^\circ}(R_2^2 - R_1^2) \tag{6-30}$$

式中，α 为摩擦衬面扇形角，一般取 $\alpha = 50^\circ \sim 60^\circ$。

(3) 回位弹簧的回位力，回位力的大小取决于制动后液压管路中的剩余压力。该压力值与所用气推油加力器的液压总泵结构有关。设计时一般取剩余压力为 0.07MPa。

(4) 摩擦卡环的卡紧力，弹簧式自动补偿磨损间隙机构中，一组摩擦卡环与固定柱销之间的卡紧力，可以按大于回位弹簧回位力的 30%左右来设计。

(5) 材料，制动盘材料一般为珠光体灰铸铁。

制动钳通常做成两半，用螺栓连接。钳体一般用高强度和高韧性的可锻铸铁制成。活塞通常做成杯形，减少传给工作油的热量，一般由钢或铝制造。

钳盘式制动器的磨损和温升计算与蹄式制动器基本相同。制动器的强度计算主要是夹钳的强度和刚度及有关连接螺栓的剪切强度。

6.3 制动驱动系统设计

6.3.1 制动驱动机构的结构类型及选用原则

制动驱动机构的设计和计算应满足以下要求。

(1) 工作可靠。

(2) 制动力的传递和解除应迅速。

(3) 保证前、后轴的制动力合理分配，使各轴的载荷和附着力得到充分利用。

(4) 制动时操纵力和操纵行程能与制动力矩、制动速度成一定比例关系，以利于驾驶员及时调节。

(5) 保证各轮制动力同时起作用，并且两侧制动力矩相等。

(6) 在保证制动力矩足够大的条件下，操纵轻便，操纵行程不应过长。

制动驱动机构的型式一般有机械式、液压式、气压式和气液综合式。

机械式制动驱动机构一般只用于驻车制动器，与脚踏制动无关，形成独立制动系统。手柄操纵力不大于250～350N，行程小于200～250mm，有的国家规定手柄操纵力不大于500N，制动力不小于机械总重的20%，或足以在25%的坡度上停车。制动时施于脚踏制动器踏板上的力不大于200～250N，紧急制动时，不超过450N，踏板行程一般不大于150～200mm。

液压式制动机构主要用于中小型机械。操纵油压8～9MPa。踏板操纵力较大，最大可达500～800N。

气压式制动驱动机构多用于大中型机械，气压式可以选用汽车通用零部件。操纵省力，制动可靠，但机构复杂，质量较大。

气液综合式制动驱动机构，因操纵省力，工作平稳可靠，制动迅速，故广泛应用于重型工程机械，如TL160型推土机，KLD-100型和ZL50型装载机。气液综合式也称作气推油式，其操纵部分为气压式，对制动器施力部分为液压装置，中间有气推油加力器作为气液转换元件。气液综合式制动驱动机构也可以设计成单管路系统或双管路系统。

6.3.2 液压式制动驱动机构的设计

设计液压式制动驱动机构，应使制动分泵(又称制动轮缸)能对制动器产生足够大的驱动力 P，以满足对给定的制动力矩的需要。

1. 制动分泵直径

$$d=\sqrt{\frac{4P}{\pi p_1}}=1.13\sqrt{\frac{P}{p_1}} \tag{6-31}$$

式中，d 为制动分泵直径(mm)；P 为分泵活塞对制动器的驱动力(N)；p_1 为制动管路压力，一般取 $p_1=5$～8MPa，最大不超过10～12MPa。

初选的分泵直径应按标准中的尺寸系列选取。

2. 制动总泵直径

总泵排出的液体体积 V_2 应等于或略大于进入各分泵液体的体积之和 V_1，进入分泵的液体体积为分泵活塞移动时的工作容积。因此各容积(mm^3)之间的关系为

$$V_2 = kV_1 = k\left(n_1 \frac{\pi}{4} d_1^2 x_1 + n_2 \frac{\pi}{4} d_2^2 x_2\right) \tag{6-32}$$

式中，k 为管路变形系数，一般取 $k=1.1$；d_1、d_2 为前轮、后轮分泵直径(mm)；n_1、n_2 为前轮、后轮分泵活塞数；x_1、x_2 为前轮、后轮分泵活塞位移量(mm)，对于蹄式制动器，取蹄片位移 $x=2\sim2.5$mm；对于盘式制动器，位移等于间隙 $x=e$。

总泵活塞直径 D 和活塞行程 s_2 可以用式(6－33)确定

$$V_2 = \frac{\pi}{4} D^2 s_2 \tag{6-33}$$

一般取 $s_2=(0.8\sim1.2)D$。代入式(6－33)中即可确定总泵活塞直径 D。

3. 制动踏板作用力及踏板行程

如图 6.10 所示，踏板传动机构将踏板上的作用力传给总泵的活塞推杆。踏板上的力 R(N)为

$$R = \frac{\pi}{4} D^2 P \frac{l'}{l} \cdot \frac{1}{\eta'} \tag{6-34}$$

式中，l、l' 为踏板两端作用力到支点的力臂(mm)；η' 为驱动机构效率，$\eta'=0.92$。

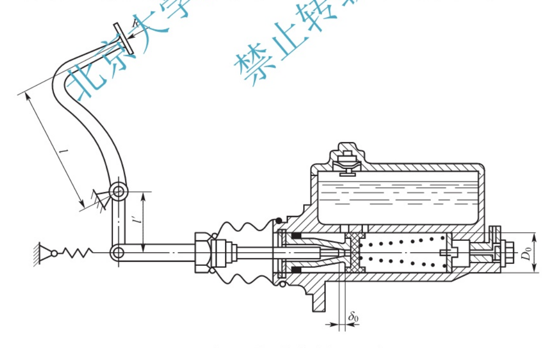


图 6.10 液压驱动机构的踏板和制动总泵

计算出的踏板作用力 R 值应小于 400N，紧急制动时不超过 500N。

踏板行程 h

$$h = (s_2 + \delta_0) \frac{l}{l'} \tag{6-35}$$

式中，δ_0 为总泵活塞与推杆之间的间隙，一般取 $\delta_0=1.5\sim2.0$mm。

总泵活塞与推杆之间的间隙 δ_0，应能保证在踏板放松后制动蹄能完全分离。h 值一般应小于 50～200mm。

6.3.3 气压式制动驱动机构的设计

气压式制动驱动机构各组成元件的选择和设计，主要考虑压缩空气的生产、储存和使用的问题。

1. 制动气室

制动气室的作用是将压缩空气的压力转变为制动凸轮臂的推力。一般采用活塞式，如图 6.11 所示。其特点是行程较大，推力不变，不需要经常调整。设计时需计算制动气室的容积、直径和推杆行程。

制动气室推杆上的推力 Q(N)为

$$Q=\frac{\pi}{4}D^2 p \tag{6-36}$$

式中，D 为制动气室直径(mm)；p 为工作气压，一般取 $p=0.7$MPa。

如图 6.12 所示，制动气室推杆与制动器调整臂相连，调整臂下端固定在制动器凸轮轴上。推力 Q(N)与凸轮张开时的反力相平衡

式中，d 为凸轮与蹄片两接触点间距离(mm)；H 为制动调整臂长(mm)；P_1、P_2 为两蹄片对凸轮的反力(N)。

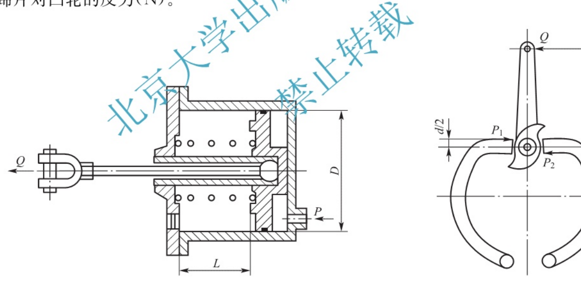


图 6.11 制动气室简图

图 6.12 凸轮张开式制动器简图

$$Q=\frac{d}{2h}(P_1+P_2) \tag{6-37}$$

由式(6-36)和式(6-37)，可以计算制动气室的直径 D(mm)和制动气缸的容积 V(mm^3)

$$\begin{cases} D=\sqrt{\dfrac{2d(P_1+P_2)}{\pi p h}} \\ V=\dfrac{\pi}{4}D^2 L \end{cases} \tag{6-38}$$

制动气室的推杆行程 L，可以由蹄片端部行程、凸轮转角和调整臂长等值计算得出，并应考虑留 2.2～2.4 倍的储备量。

2. 储气筒

储气筒也叫空气罐，一般用钢板焊成，内、外涂防锈漆，也有用玻璃钢制造的。储气筒的设计主要是容积的确定。

储气筒的容积要选择适当，容积过大会使充气时间过长，导致机器起动后长时间不能工作；容积太小又会使每次制动后气压下降太大，发动机熄火后有效制动次数减少。根据经验，储气筒的容积应为制动气室总容积的 20～40 倍。工程机械的储气筒容积的选取往往偏大，为了缩短充气时间，常常采用双储气筒，两者之间装一压力调节器，只要一个储气筒充足压缩空气即可以出车，另一储气筒在运行中充气备用。

一次制动，储气筒的气压降 Δp(MPa)可以按等温膨胀进行近似计算

$$V_c p_c + V_g p_0 = (V_c + V_g + V_s)(p_c - \Delta p)$$

$$\Delta p = \frac{(V_s + V_g)p_c - V_g p_0}{V_c + V_g + V_s} \approx \frac{V_s + V_g}{V_c + V_g + V_s} p_c \tag{6-39}$$

式中，V_c为储气筒容积(mm^3)；V_s为制动气室总容积(mm^3)；V_g为制动管路容积(mm^3)；p_c为储气筒内制动前绝对压力(MPa)；p_0为大气压，$p_0=0.1$MPa。

每次制动储气筒的压力降不应超过 0.3MPa，储气筒的最小安全压力 $p_{min}=0.3\sim0.5$MPa，有效制动次数一般为 8～12 次。

3. 空气压缩机

制动驱动机构所用的空气压缩机，一般采用单级单作用双缸或单缸活塞式。选择空气压缩机时，主要确定额定气压 p 和空气排量 Q 等参数。

(1) 额定气压 p。通常取额定气压为 $p=0.7\sim0.9$MPa，p 值提高可以相应减小元件尺寸。

(2) 空气排量 Q。空气压缩机的空气排量按制动系及其他气动装置单位时间内的耗气量进行计算。每分钟总的耗气量 W(m^3/min)为

$$W = W_B + W_f + W_l \tag{6-40}$$

式中，W_B为每分钟制动 m 次的制动耗气量(m^3/min)；W_f为气动附件(刮水器、气喇叭)耗气量(m^3/min)；W_l为气压系统允许泄漏量，一般取 $W_l=(2\sim5)\times10^{-6}m^3/min$。

为保证运行可靠，空气压缩机实际排量 Q(m^3/min)为

$$Q = (5\sim6)W \tag{6-41}$$

根据上述排气量 Q，从产品样本选取合适的空气压缩机。



1. 填空题

(1) 制动系的功用是______________________________。

(2) 制动系主要由两大部分组成，分别是__________和__________。

(3) 主制动器是在车辆行驶中用来__________，大多装在轮式机械的__________上，用____________控制；停车制动器通常装在____________，用____________操作。

(4) 制动驱动机构的型式一般有__________、__________、__________和__________。

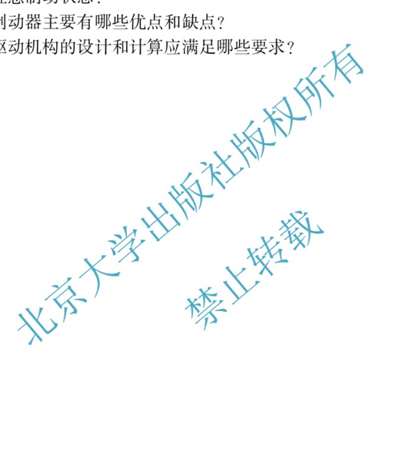
(5) 液压式制动驱动机构主要用于__________型机械，气压式制动驱动机构多用于__________型机械，气液综合式制动驱动机构广泛应用于__________型工程机械。

2. 名词解释

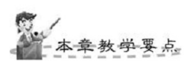
(1) 空行距离；(2) 制动蹄效能系数。

3. 简答题

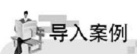
(1) 对于轮式装载机制动系统的设计目前有两大发展趋势，分别是什么？
(2) 制动系的制动能力主要取决于哪些因素？
(3) 试分析车轮制动时所受的作用力，并写出力矩平衡方程。
(4) 何谓理想制动状态？
(5) 盘式制动器主要有哪些优点和缺点？
(6) 制动驱动机构的设计和计算应满足哪些要求？



第7章 工作装置设计



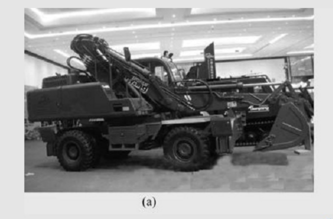
知识要点	掌握程度	相关知识
装载机工作装置设计	（1）了解装载机工作装置的设计要求； （2）熟悉铲斗设计； （3）掌握连杆系统设计； （4）掌握工作装置强度计算； （5）了解工作装置液压系统的设计，熟悉其中典型液压系统分析	（1）装载机工作装置的设计要求； （2）铲斗设计； （3）连杆系统设计； （4）工作装置强度计算； （5）工作装置液压系统的设计
液压挖掘机工作装置设计	（1）熟悉反铲工作装置工作原理； （2）掌握反铲工作装置铰点布置与油缸行程； （3）掌握液压挖掘机工作装置油缸作用力的确定； （4）了解液压挖掘机工作装置结构设计	（1）反铲工作装置工作原理； （2）反铲工作装置铰点布置与油缸行程； （3）液压挖掘机工作装置油缸作用力的确定； （4）液压挖掘机工作装置结构设计



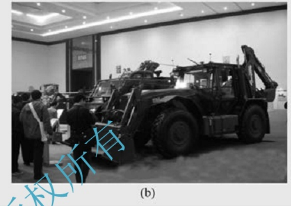
导入案例

轮式多用工程车

图 7.01 所示为一款贵州詹阳动力重工有限公司研发的可用于各种地形、多种作业用途的高速工程机械，具有在各种道路上的高机动性能，采用非独立空气弹簧悬架系统，使得该机具有杰出的越野性能及行驶稳定性、舒适性。



(a)



(b)

图 7.01　轮式多用工程车

车身采用先进的电控液压系统，流量可进行精确控制，装载和挖掘操作平稳顺畅，无论微动作或高速作业都能准确完成，装载作业可实现自动平衡、恢复至记忆位置等功能；通过简单操作即可快速调整至预先设定的推土、装载、挖掘等工况。通过快换接头，迅速配装多种液压辅助工具，可实现挖掘、装载、推土、钻孔、破碎、起吊等作业，还可牵引平板车，充当运输车辆等。前端可加装推土铲，后端配装挖掘机上部装置。在抢险作业中，可进行推土、挖掘、修复、加固等工作。

7.1　装载机工作装置设计

7.1.1　装载机工作装置的设计要求

装载机的铲掘和装卸物料作业是通过工作装置的运动实现的。装载机的工作装置由铲斗(或托架)、动臂、摇臂、连杆及转斗油缸和动臂油缸等组成(图 7.1)。铲斗与动臂通过连杆或托架与转斗油缸铰接，用于装卸物料；动臂、车架与动臂油缸铰接，用于升降铲斗；铲斗的翻转和动臂的升降采用液压操纵。

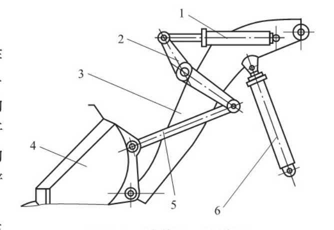


图 7.1　装载机工作装置

1—转斗油缸；2—摇臂；3—动臂；4—铲斗；5—拉杆；6—动臂油缸

设计时要求由铲斗(或托架)、摇臂、连杆、转斗油缸、动臂、动臂油缸及车架互相铰接所构成的连杆机构，应保证在装载机作业时

能满足以下几点。

(1) 铲斗的平移能力，即当转斗油缸闭锁，动臂在动臂油缸的作用下提升时，连杆机构能使铲斗保持平移或使斗底平面与水平面夹角的变化控制在允许的范围内，以免装满物料的铲斗由于倾斜而撒落物料。

(2) 一定大小的卸载角，即当动臂处于任何作业位置时，在转斗油缸的作用下，通过连杆机构使铲斗绕其铰点转动，并且卸载角不小于45°。

(3) 铲斗的自动放平能力，即在动臂下降时，铲斗能自动放平，以减轻驾驶员的劳动强度，提高生产率。

装载机工作装置的设计内容主要包括：根据作业对象和工作条件确定工作装置的结构类型；完成铲斗、动臂及连杆机构的结构设计，并进行强度计算与校核；完成工作装置液压系统的设计。

7.1.2 铲斗设计

铲斗是工作装置的重要部件，工作条件恶劣，时常承受很大的冲击载荷及剧烈的磨削，其结构形式及尺寸参数对插入阻力、掘起阻力和生产率有着很大的影响。

(1) 铲斗设计要求。铲斗设计要求满足：①插入及掘起阻力小，作业效率高；②具有足够的强度、刚度和耐磨性；③适应铲装不同种类和重度的物料，备有不同结构型式和斗容的铲斗；④铲斗的装满性好。

(2) 铲斗结构形式的选择。不同种类的铲掘物料，需用不同结构形式的铲斗，如图7.2所示。通常铲斗由切削刃、斗底、侧壁及后斗壁组成。铲斗切削刃的形状根据所铲装物料的不同而异，通常分为直线形和非直线形(V形或弧形)两种。

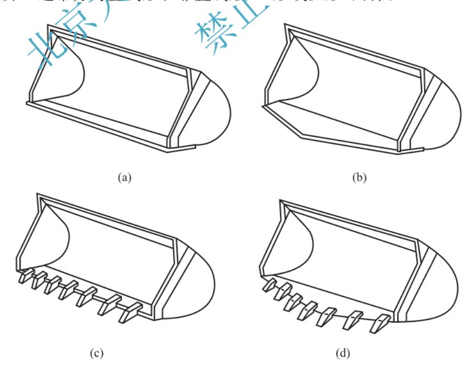


图7.2 铲斗结构形式简图

直线形切削刃［图7.2(a)］。其结构简单。其具有良好的平地性能，适用于装载重度不超过16kN/m^3，并且堆积比较松散的物料。

非直线形切削刃［图7.2(b)，装载机多用V形］。其中间突出，在铲斗插入料堆时，

切削刃的中部能形成很大的比切力，容易插入料堆，且对中性较好。但平地性能和装满系数均不如直线形切削刃铲斗。

装有斗齿的铲斗［图7.2(c)、图7.2(d)］。在铲斗插入物料时，插入力分布在几个斗齿上，使每个斗齿形成很大的比压，因此，具有良好的铲入和掘起性能，适用于铲装堆积密实的物料及块度较大的岩石。斗齿可以延长切削刃的使用寿命，同时磨损后也易快速更换。斗齿的形状对插入力有着一定的影响，试验证明，非对称、窄而长的斗齿比对称的、短而宽的斗齿切削阻力要小。

弧线或折线形铲斗。其侧刃的插入阻力比直线形侧刃要小，但具有弧线或折线形侧刃铲斗的侧壁较浅，物料易从两侧撒落，影响铲斗的装满。这种形状的铲斗较适宜铲装岩石。

铲斗的形状对铲装阻力和黏性物料卸净性有着较大的影响。对于主要用于铲装土方的装载机，希望斗底圆弧半径 R_1 大些，斗底长度短些，如图7.3(a)所示，以改善泥土在斗内的流动性，减少物料在斗内的运动阻力。而对于主要用于铲装流动性较差的岩石装载机，希望采用圆弧半径较小，矮而深的铲斗，如图7.3(b)所示，这种铲斗贯入性好，可以减少铲斗插入料堆的阻力，同时也可以改善驾驶员的视野。但过深的铲斗会导致斗底太长，因而造成掘起力变小。

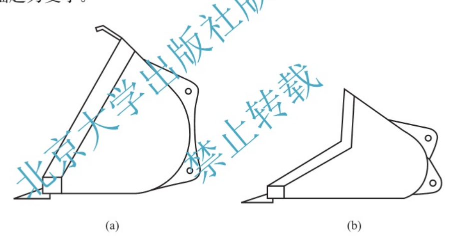


图7.3 铲斗断面图

(3) 铲斗基本参数的确定。

① 铲斗宽度 B：铲斗的主要基本参数。铲斗宽度应大于装载机前轮外侧宽度，每侧突出50～100mm。若 B 小于前轮外侧宽度，则铲斗铲取物料后所形成的料堆阶梯，会损伤轮胎侧壁，并增加行驶阻力。

② 铲斗回转半径 R_0：铲斗与动臂铰接点至切削刃之间的距离，是铲斗的最基本参数之一，铲斗的其他断面形状参数可以视为该参数的函数。根据几何图形［图7.4］计算可以得铲斗横截面积 A_0(mm²)为

$$A_0=R_0^2\left\{\left[0.5\lambda_g(\lambda_z+\lambda_k\cos\gamma_1)\sin\gamma_0\right]-\lambda_r^2\left[\cot\frac{\gamma_0}{2}-0.5\pi\left(1-\frac{\gamma_0}{180}\right)\right]\right\} \tag{7-1}$$

而铲斗几何容积为 $V_g=A_0\times B_0$，可以求得铲斗回转半径 R_0(mm)为

$$R_0=\sqrt{\frac{10^9\cdot V_g}{B_0\left\{\left[0.5\lambda_g(\lambda_z+\lambda_k\cos\gamma_1)\sin\gamma_0\right]-\lambda_r^2\left[\cot\frac{\gamma_0}{2}-0.5\pi\left(1-\frac{\gamma_0}{180}\right)\right]\right\}}} \tag{7-2}$$

式中，V_g为(平装)斗的几何容量，由总体设计给定(m^3)；B_0为铲斗内壁宽度(mm)，为铲斗宽度扣除两侧壁厚δ，即$B_0=B-2\delta$；λ_g为铲斗斗底长度系数，取$\lambda_g=1.4\sim1.5$；λ_z为后斗壁长度系数，取$\lambda_z=1.1\sim1.2$；λ_k为挡板高度参数，取$\lambda_k=0.12\sim0.14$；λ_r为斗底和后斗壁直线间的圆弧半径系数，取$\lambda_r=0.35\sim0.40$；γ_1为挡板与后斗臂之间的夹角，取$\gamma_1=5°\sim10°$；γ_0为斗底和后斗臂之间的夹角，取$\gamma_0=48°\sim52°$。

③ 铲斗的断面形状参数：包括斗的圆弧半径R_1、挡板高度l_k、后斗壁长度l_z和斗底长度l_g4个参数，如图7.4所示。

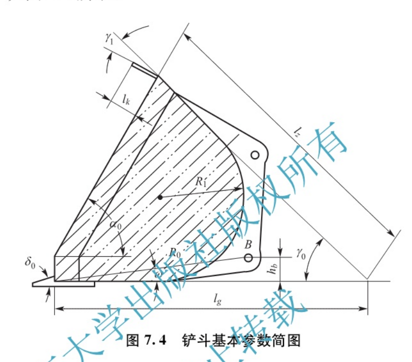


图 7.4　铲斗基本参数简图

圆弧半径R_1：圆弧半径R_1大，物料进入铲斗的流动性好，物料装入斗内阻力减小，卸料快且干净；但R_1过大，斗的开口太大，物料不易装满，而且铲斗较高，不利于驾驶员观察铲斗刀刃作业情况。

挡板高度l_k：斗上缘至斗底圆弧与后壁相切点之间的距离。l_k过小，易漏料；l_k过大则增加铲斗外形，影响驾驶员视线。

后斗壁长度l_z：切削刃至斗底圆弧与底壁相切点间的距离。l_z长，则斗插入料堆深度大，斗易装满，但由于力臂的增大而使掘起力减小，插入阻力随斗插入料堆的深度而急剧增加，l_z长还影响卸载高度；l_z短，则掘起力大，并由于卸料时铲斗刃口降落的高度小，可以减少动臂举升高度，缩短作业时间。对装载轻质物料为主的铲斗，l_z可以取大些；对装载岩石料的铲斗，l_z应取小些。

斗底长度l_g：由铲斗切削刃到斗底后斗壁交线之间的距离。

以上参数都可以看作铲斗回转半径(mm)的函数，分别按式(7-3)计算

$$\begin{cases} l_g=\lambda_g R_0 \\ l_z=\lambda_z R_0 \\ l_k=\lambda_k R_0 \\ R_1=\lambda_r R_0 \end{cases} \tag{7-3}$$

铲斗上的动臂铰销距斗底之间的高度取为$h_b=(0.06\sim0.12)R_0$，铲斗侧壁切削刃相对于斗底的倾角$\alpha_0=50°\sim60°$，在选择γ_1时，使侧壁切削刃与挡板的夹角为90°，切削刃的削尖角$\delta_0=30°\sim40°$。

当给定V_g、B_0后，只要合理选定λ_g、λ_z、λ_k、λ_r等系数和角度γ_1、γ_0，根据式(7-2)即可求得铲斗的基本参数R_0，再由R_0即可以求得铲斗断面形状的其他参数l_g、l_z、l_k、R_1、h_b等值，然后与同类型铲斗相比较，并根据作业的特殊要求，对求得的参数进行修正，最后确定新铲斗的全部参数。

(4) 斗容的计算。铲斗的基本参数确定后，根据铲斗的几何尺寸(图7.5)，就可以核算铲斗容量。

①几何斗容(平装斗容)V_g。

无挡板铲斗的几何斗容V_g(m^3)为

$$V_g=10^{-9}A_0B_0 \tag{7-4}$$

式中，A_0为铲斗截面积(mm^2)；B_0为铲斗内壁宽度(mm)。

有挡板铲斗的几何斗容V_g(m^3)为

$$V_g=10^{-9}\left(A_0B_0-\frac{2}{3}a^2b\right) \tag{7-5}$$

式中，a为挡板垂直刮平线的高度(mm)，可以近似取为挡板高度；b为铲斗刀刃与挡板最上部之间的距离(mm)。

② 额定斗容(堆装斗容)V_h。

无挡板铲斗(图7.4)的额定斗容V_h(m^3)为

$$V_h=V_g+10^{-9}\left(\frac{b^2B_0}{8}-\frac{b^3}{24}\right) \tag{7-6}$$

式中，b为铲斗刀刃与斗背最上部之间的距离(mm)；$\frac{b^2B_0}{8}-\frac{b^3}{24}$为物料按2∶1的坡度堆装的体积。

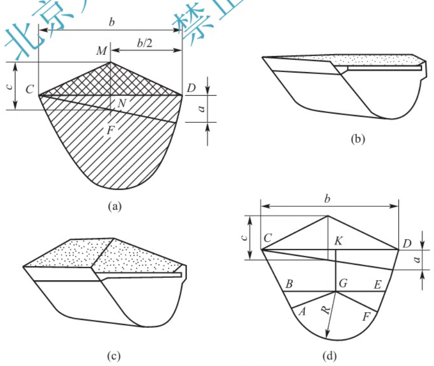


图7.5 斗容计算图

有挡板铲斗的额定斗容V_r(m^3)为

$$V_r=V_g+10^{-9}\left[\frac{b^2B_0}{8}-\frac{b^2}{6}(a+c)\right] \tag{7-7}$$

式中，c 为物料堆积高度(mm)；$\frac{b^2 B_0}{8}-\frac{b^2}{6}(a+c)$为物料按 2∶1 的坡度堆装的体积。

物料堆积高度 c 可以由作图法确定，即由料堆顶点作直线垂直于刮平线(图 7.5 中 CD，即刀刃与挡板高度连线)，与刀刃和挡板下缘之连线相交，该交点与料堆尖端之距离即为物料堆积高度。

7.1.3 连杆系统设计

1. 连杆机构类型

装载机连杆机构的结构形式分为有铲斗托架和无铲斗托架两种，如图 7.6 所示。

有铲斗托架的连杆机构如图 7.6(a)所示，该装置是四连杆机构，在转斗油缸闭锁的情况下提升动臂时，铲斗始终保持平移，使得铲斗内物料不易撒落。但由于在动臂的前端装有较重的托架和转斗油缸，使得装载机的有效载重量减小，所以目前用得较少。

无托架的连杆机构如图 7.6(b)所示，其铲斗与动臂的前端和连杆直接铰接。按组成连杆机构的数目可以分为六连杆［图 7.7(a)～图 7.7(c)和图 7.7(f)］和八连杆［图 7.7(d)和图 7.7(e)］。连杆构件数目越多，机构的铰点就越多，结构越复杂。因此，超过八连杆的连杆机构在装载机上一般不采用。

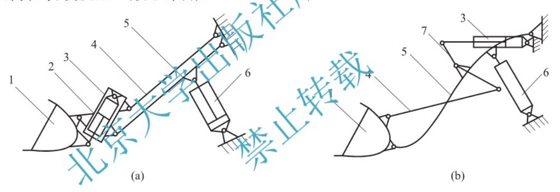


图 7.6 装载机的工作装置简图

1—铲斗；2—托架；3—转斗油缸；4—连杆；5—动臂；6—动臂油缸；7—摇臂

按连杆机构运动分为正转连杆工作装置［图 7.7(a)～图 7.7(e)］和反转连杆工作装置［图 7.7(f)］。正转连杆机构的主动构件(摇臂)与被动构件(铲斗)转动方向相同，而反转连杆工作装置的主动构件与被动构件的转动方向则相反。

正转连杆工作装置的运动特点是最大掘起力是在铲斗底面略低于地面时，即铲斗转角 α 为负值时［图 7.8(a)中曲线 1、2］，适宜于挖掘地面，铲斗卸载时前倾角速度大，易于抖落物料，但冲击较大。正转连杆机构又可以分为单连杆［图 7.7(a)～图 7.7(c)］和双连杆［图 7.7(d)］两种形式。

正转单连杆机构连杆数目少［图 7.8(b)］，结构简单，易布置，转斗油缸可以布置在动臂的下方，活塞杆不易受损伤；提升动臂时铲斗后倾角变化小。其缺点是连杆(摇臂)的传动比较双连杆小，从而造成掘起力曲线变化较陡［图 7.8(a)中曲线 1］。若要提高连杆的传动比，需加大摇臂的长度，这样给布置带来困难，并造成驾驶员视野不良。

双连杆机构连杆数目多，连杆传动比大，掘起力曲线变化平缓［图 7.8(a)中曲线 2］，动臂提升后铲挖力变化小，连杆的尺寸可缩小，扩大了驾驶员的视野。铲斗切削刃面平贴地面时，提升动臂铲斗自然后倾，使铲装物料不会倒出，进行地面上挖掘工作可以缩短循

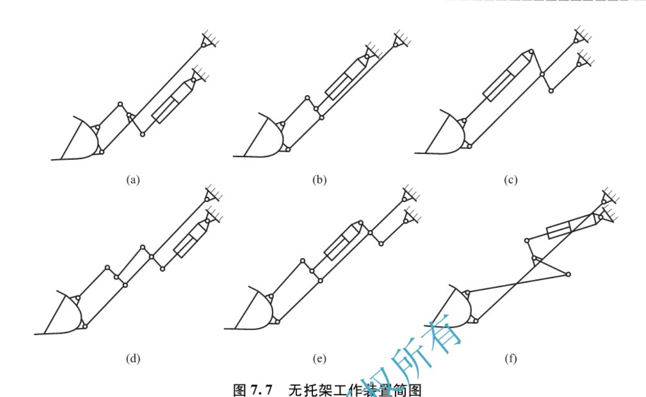


图 7.7　无托架工作装置简图

环时间，如图 7.8(c)所示，适于利用铲斗及动臂配合作业。其缺点是结构较复杂，转斗油缸较难布置在动臂的下边。如果要使动臂在最大举升高度时铲斗后倾角不致过大，就需使铲斗在低位置时后倾角小些，这样当装载机满载运输时，铲斗中的物料容易撒落。

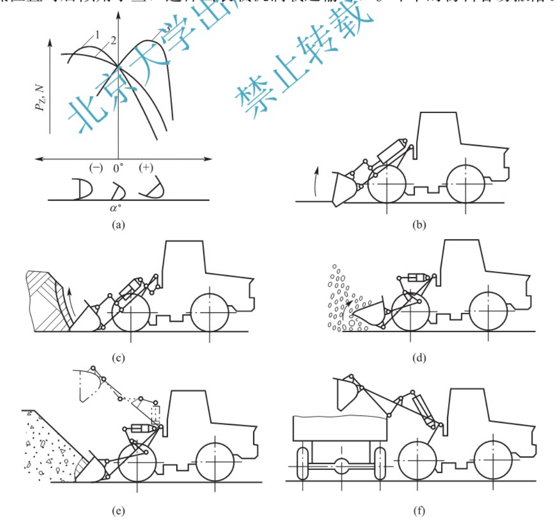


图 7.8　正转和反转连杆机构及工作特性图

如图 7.8(f)所示，反转连杆工作装置的运动特点是最大掘起力在铲斗底略高于地面后翻时发挥出来，而且最大掘起力比正转连杆机构大。反转连杆机构掘起力曲线变化较陡峭[图 7.8(a)中曲线 3]，在铲装物料转斗时掘起力大，易进行掘起作业，适用于一次铲掘法铲装地面上岩石［图 7.8(d)］，但不适于进行往上耙料的作业［图 7.8(c)］，铲斗卸载时前倾最后阶段速度降低，卸载平稳、冲击小，但难于抖落砂土；由于连杆数目少，传动比小，为了增大摇臂的传动比，需增大尺寸，这不仅使卸载时连杆易碰自卸卡车的货槽侧壁[图 7.8(f)]，而且还造成驾驶员视野不好；铲斗在最高卸载位置卸载后下降动臂，铲斗易自动放平，如图 7.8(e)所示。

反转单连杆工作装置由于结构简单、掘起力大、运输状态铲斗后倾角大、不易撒落物料、铲斗能自动放平等优点，在近代装载机上得到了广泛的应用。我国 ZL 系列装载机的工作装置都是采用反转单连杆型式。美国卡特皮勒公司曾将正转双连杆工作装置的 988 型装载机，变型为反转单连杆工作装置的 988B 型。至于反转双连杆机构，由于结构复杂，难以布置，目前在装载机上较少采用。

综合国内外轮式装载机的工作装置的形式，主要有 7 种类型的连杆机构(图 7.9)，按工作机构的构件数不同，可分为三杆、四杆、五杆、六杆和八杆连杆机构。

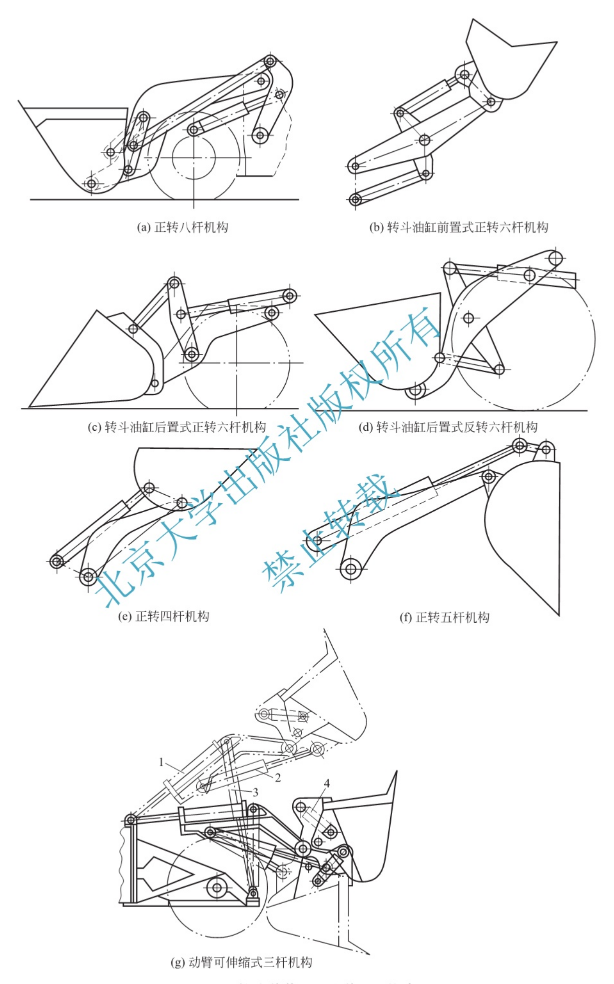
(1) 正转八杆机构。正转八杆机构如图 7.9(a)所示。此机构在转斗油缸大腔进油时转斗铲取，所以掘起力较大；各构件尺寸配置合理时，铲斗具有较好的举升平动性能；连杆系统传动比较大，铲斗能获得较大的卸载角和卸载速度，因此卸载干净、速度快；由于传动比大，还可适当减小连杆系统尺寸，因而驾驶员视野得到改善，但是一定要“适当”，否则易使连杆系统倍力系数减小，影响掘起力发挥。

正转八杆机构的主要缺点是机构复杂，不易实现铲斗自动放平。

(2) 转斗油缸前置式正转六杆机构。转斗油缸前置式正转六杆机构如图 7.9(b)所示。此机构的转斗油缸与铲斗和摇臂直接连接，该工作机构由两个平行四杆机构组成，它可使铲斗具有很好的平动性能。它比八杆机构简单，驾驶员视野好。这种机构的缺点是转斗时油缸小腔进油，掘起力相对较小；连杆系统传动比小，使得转斗油缸活塞行程大，油缸加长，卸载速度不如八杆机构；由于转斗油缸前置，使工作机构前悬增大，影响整机稳定性和行驶的平稳性；也不能实现铲斗的自动放平。

(3) 转斗油缸后置式正转六杆机构。转斗油缸后置式正转六杆机构如图 7.9(c)所示。此种机构与上述前置式油缸相比，前悬较大，传动比较大，活塞行程短；有可能将动臂、转斗油缸、摇臂和连杆设计在同一平面内，从而简化了结构，改善了动臂和铰销的受力状态。这种机构的缺点是转斗油缸与车架的铰接点位置较高，影响驾驶员视野；转斗时油缸小腔进油，掘起力相对较小。为了增大掘起力，需提高液压系统压力或加大转斗油缸直径，这样质量会增大。

(4) 转斗油缸后置式反转六杆机构。转斗油缸后置式反转六杆机构如图 7.9(d)所示。这种机构有如下优点：①转斗油缸大腔进油时转斗，并且连杆系统的倍力系数能设计成较大值，所以可获得较大的掘起力；②恰当地选择各构件尺寸，不仅能得到良好的铲斗平动性能，而且可以实现铲斗的自动放平；③结构十分紧凑，前悬小，驾驶员视野好。缺点是摇臂和连杆布置在铲斗与前桥之间的狭窄空间，容易发生构件相互干涉。



(a) 正转八杆机构

(b) 转斗油缸前置式正转六杆机构

(c) 转斗油缸后置式正转六杆机构

(d) 转斗油缸后置式反转六杆机构

(e) 正转四杆机构

(f) 正转五杆机构

(g) 动臂可伸缩式三杆机构

图 7.9 轮式装载机工作装置机构类型

1—动臂伸缩油缸；2—转斗油缸；3—动臂油缸；4—铲斗后开口油缸

(5) 正转四杆机构。正转四杆机构如图7.9(e)所示。它是7种连杆机构最简单的一种，容易保证四杆机构实现铲斗举升平动，前悬较小。这种机构的缺点是转斗的油缸小腔进油，油缸输出力较小，又因连杆系统倍力系数难以设计出较大值，所以转斗油缸活塞行程大，油缸尺寸小；此外，在卸载时活塞杆易与斗底相碰，所以卸载角减小。为避免碰撞，需将斗底制造成凹形，因而既减小了斗容，又增加了制造困难，而且铲斗不能实现自动放平。

(6) 正转五杆机构。正转五杆机构如图7.9(f)所示。为克服正转四杆机构卸载时活塞杆易与斗底相碰的缺点，在活塞杆与铲斗之间增加一根短连杆，从而使正转四杆机构变成正转五杆机构。当铲斗翻转铲取物料时，短连杆与活塞杆在油缸拉力和铲斗重力作用下成一直线，如同一杆；当铲斗卸载时，短连杆能相对活塞杆转动，避免了活塞杆与斗底相碰。但正转四杆机构的其他缺点在此机构中仍存在。

(7) 动臂可伸缩式三杆机构。动臂可伸缩式三杆机构如图7.9(g)所示。它的最大特点是动臂可借助油缸1进行伸缩。这种机构的铲斗插入工况是靠动臂伸出实现的，它解决了靠机器行走插入易使轮胎严重磨损的问题；卸载时可伸出动臂，以获得较大的卸载高度和卸载距离；而运输工况时可缩回动臂，以减小前悬，从而提高了行驶的稳定性。这种机构的缺点是既不能实现铲斗平动，又不能实现铲斗自动放平，结构也比较复杂。

综上分析可知，反转六杆工作机构优点较多，能比较理想地满足铲、装、卸作业要求，所以在露天装载机和地下铲运机上都得到了广泛的应用；由于正转五杆机构的结构简单、前悬小，也得到了普遍的应用。

2. 连杆机构设计

连杆机构的设计任务是确定各连杆的尺寸和相互间的位置关系，以满足设计任务中所规定的使用性能及技术经济指标。由于连杆尺寸及销轴位置的相互影响，连杆机构可变性很大，同时又受结构的限制，可变参数甚多，因而无法单纯采用理论计算的方法来确定，目前大多数采用图解法并配合统计或类比法加以确定。

由于目前国内外轮式装载机都广泛采用反转六杆工作机构，并且它的设计难度较大，又有一定的代表性，所以以其为例，阐述工作装置连杆机构的尺寸参数设计，以求做到举一反三。

1) 机构分析

反转六杆工作机构简图如图7.10所示。它由转斗机构和动臂举升机构两个部分组成。

转斗机构由转斗油缸CD、摇臂CBE、连杆FE、铲斗GF、动臂GBA和机架AD6个构件组成。实际上，它是由两个反转四杆机构——$GFEB$和$BCDA$(即图7.10中GF_2E_2B和BC_2DA)串联而成的。当举升动臂时，若假定动臂为固定杆，则可把机架AD视为输入杆，把铲斗GF看成输出杆，由于AD和GF转向相反，所以把此机构称作反转六杆机构。

举升机构主要由动臂油缸HM和动臂GBA组成。

若把油缸分解成两个活动构件和一个移动副，则反转六杆工作机构的活动构件数$n=8$，运动低副数$P_L=11$，应用计算机机构自由度公式$F=3n-2P_L$，可得其自由度为2。因为两个油缸均为运动件，所以整个机构有确定的运动。

当动臂油缸闭锁时(即动臂不动)，启动转斗油缸，铲斗将绕G点作定轴转动；当转斗油缸闭锁，动臂油缸动作时，铲斗将作复合动作，即一边随动臂对A点作牵连运动，同时又相对动臂绕G点作相对运动。这在作机构运动分析时必须注意。

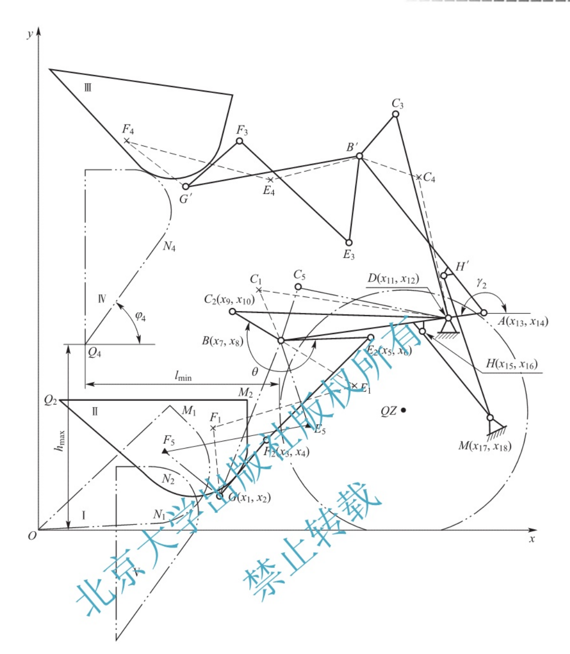


图 7.10　反转六杆机构简图

Ⅰ—插入工况；Ⅱ—收斗工况；Ⅲ—最高位置工况；

Ⅳ—高位卸载工况；Ⅴ—低位卸载工况

2）设计要求

若将整个反转六杆机构放置到如图 7.10 所示的直角坐标系 xOy 中，显然，此时只要设法确定出某一典型工况时的 9 个铰接点 G、F、E、B、C、D、A、H 和 M 的坐标值，即可求得工作装置连杆机构中各构件的尺寸参数值。

不管用什么方法确定各铰接点的坐标值，最终都必须满足对工作机构设计提出的各种要求。在运动学方面，必须满足铲斗举升平稳及自动放平、最大卸载高度、最小卸载距离和各个位置的卸载角等要求；在动力学方面，主要是在满足掘起力、举升力和生产率的要求前提下，使转斗油缸和动臂油缸的所需输出力和功率尽量减小。

在设计反转六杆工作机构时，要注意的是，一定要保证机构在各种工况的各个位置都能正常工作，不得出现“死点”“自锁”和“机构撕裂”等机构运动被破坏的现象。

3）尺寸参数设计的图解法

图解法比较直观、易掌握，是目前工程设计时常用的一种方法。

图解法是在初步确定了最大卸载高度、最小卸载距离、卸载角、轮胎尺寸和铲斗几何尺寸等整机主要参数后进行的，它通过在坐标图上确定工况Ⅱ(图 7.10)时工作机构的 9 个铰接点的位置来实现。

(1) 动臂与铲斗、摇臂、机架的 3 个铰接点 G、B、A 的确定。

① 确定坐标系。如图 7.11 所示，先在坐标纸上选取直角坐标系 xOy，并选定长度比例尺 μ_1。

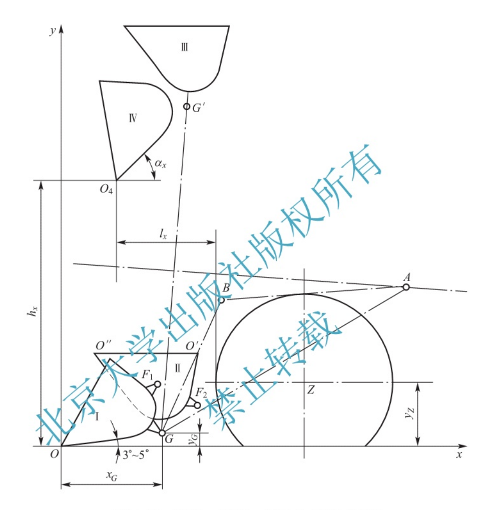


图 7.11　连杆、摇臂、转斗油缸尺寸设计

② 画铲斗图。把已设计好的铲斗横截面外廓图按比例画在坐标 xOy 里，斗尖对准坐标原点 O，斗前壁与 x 轴成 3°～5°倾角。此为铲斗插入料堆时位置，即工况Ⅰ。

③ 确定动臂与铲斗的铰接点 G。由于 G 点的 x 坐标值越小，转斗掘起力就越大，所以 G 点靠近 O 点是有利的，但它受斗底和最小离地高度的限制，不能随意减小；而 G 点的 y 坐标值增大时，斗在料堆中的铲取面积增大，装的物料多，但这样缩小了 G 点与连杆铲斗铰接点 F 的距离，使掘起力下降。

综合考虑各种因素的影响，设计时，一般根据坐标图上工况Ⅰ时的铲斗实际状况，在保证 G 点 y 轴坐标值 y_G=250～350mm 和 x 轴坐标值 x_G 尽可能小而且不与斗底干涉的前提下，在坐标图上人为地把 G 点初步确定下来。

有的装载机为了提高掘起力，把 G 点布置在斗底圆弧里侧，不过这会使铲斗的结构复杂，斗容也有所减小。

④ 确定动臂与机架的铰接点 A。

a. 以 G 点为圆心，使铲斗顺时针转动，至铲斗斗口 $O'O''$ 与 x 轴平行为止，即工况Ⅱ。

b. 把已选定的轮胎外廓画在坐标图上。作图时，应使轮胎前缘与工况Ⅱ时铲斗后壁的间隙尽量小些，目的使机构紧凑、前悬小，但一般不小于 50mm；轮胎中心 Z 的 y 坐标值应等于轮胎的工作半径 r_d。

$$y_Z=r_d=\frac{d_w}{2}+\frac{H}{b_w}b_w(1-\lambda) \tag{7-8}$$

式中，y_Z 为 Z 点的 y 坐标值(mm)；d_w 为轮辋直径(mm)；b_w 为轮胎宽度(mm)；H/b_w 为轮胎断面高度与宽度之比(普通轮胎取 1，宽面轮胎取 0.83，超宽面轮胎取 0.64)；λ 为轮胎变形系数(普通轮胎为 0.1～0.16，宽面轮胎为 0.05～0.1)。

c. 根据给定的最大卸载高度 h_x、最小卸载距离 l_x 和卸载角 α_x，画出铲斗在最高位置卸载时的位置图，即工况Ⅳ，并令此时斗尖为 O_4，G 点位置为 G'，如图 7.11 所示。

d. 以 G' 点为圆心，顺时针旋转铲斗，使铲斗口与 x 轴平行，即得到斗最高举升位置图(即工况Ⅲ)。

e. 连接 GG' 并作其垂直平分线。因为 G 和 G' 点同在以 A 点为圆心、动臂 AG 长为半径的圆弧上，所以 A 点必在 GG' 的垂直平分线上。

A 点在垂直平分线上的位置应尽可能低一些，以提高整机工作的稳定性，减小机器高度，改善驾驶员视野。一般 A 点取在前轮右上方，与前轮中心 Z 点的水平距离为轴距的 1/3～1/2。

A 点位置的变化，可借挪动 G 点和前轮中心 Z 点的位置来进行。

⑤ 确定动臂与摇臂的铰接点 B。B 点的位置是一个十分关键的参数。它对连杆机构的传动比、倍力系数、连杆机构的布置及转斗油缸的长度等都有很大影响。如图 7.11 所示，根据分析和经验，一般取 B 点在 AG 连线的上方，过 A 点的水平线下方，并在 AG 的垂直平分线左侧尽量靠近工况Ⅱ时的铲斗处。相对前轮胎，B 点在其外廓的左上部。

(2) 连杆与铲斗和摇臂的两个铰接点 F、E 的确定。因为 G、B 两点已被确定，所以再确定 F 点和 E 点实际上是为了最终确定与铲斗相连的四杆机构 $GFEB$(即 GF_2E_2B)的尺寸，如图 7.12 所示。

确定 F、E 两点时，既要考虑对机构运动学的要求，如必须保证铲斗在各工况时的转角，又要注意动力学的要求，如铲斗在铲装物料时应能输出较大的掘起力，同时，还要防止前述各种机构运动被破坏的现象。为此，建议按下述方法进行设计。

① 按双摇杆条件设计四杆机构。令 GF 杆为最短杆，BG 杆为最长杆。按照双摇杆机构存在的条件必有

$$GF+BG>FE+BE \tag{7-9}$$

如图 7.11 所示，若令 $GF=a$，$FE=b$，$BE=c$，$BG=d$，并将式(7-9)不等号两边同除以 d，经整理，可得

$$K=\frac{b}{d}+\frac{c}{d}-\frac{a}{d}<1 \tag{7-10}$$

初步设计时，式(7-10)各值可按式(7-11)选取。

$$\begin{cases}K=0.950\sim0.995\\ a=(0.3\sim0.5)d\\ c=(0.4\sim0.8)d\end{cases} \tag{7-11}$$

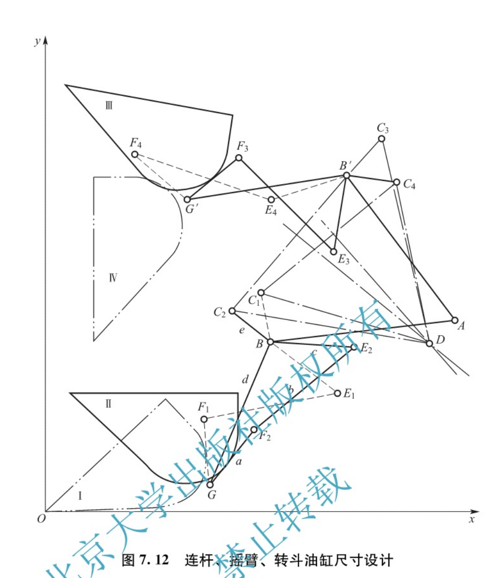


图 7.12　连杆、摇臂、转斗油缸尺寸设计

因为 d 值已由 BG 确定，所以由式(7－10)和式(7－11)即可求得 a、b、c 三值。

② 确定 E 点和 F 点的位置。这两点位置的确定要综合考虑如下 4 点要求：E 点不可与前桥相碰，并有足够的最小离地高度；工况Ⅰ(插入工况)时，使 EF 杆尽量与 GF 杆垂直，这样可获得较大的传动角和倍力系数；工况Ⅱ(铲装工况)时，EF 杆与 GF 杆的夹角必须小于 170°，即传动角不能小于 10°，以免机构运动时发生自锁；工况Ⅳ(高位卸载工况)时，EF 杆与 GF 杆的传动角也必须大于 10°。

具体作法有两种。

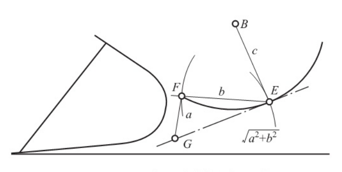


图 7.13　连杆端部铰接点设计

a. 初选 E 点法。如图 7.13 所示，铲斗取工况Ⅰ。以 B 点为圆心，以 $BE=c$ 为半径画弧；人为地初选 E 点，使其落在 B 点右下方的弧段上；再分别以 E 点和 G 点为圆心，以 $FE=b$ 和 $GF=a$ 分别为半径画弧，得交点，即为 F。

用前述 4 点要求检验所得四杆机构 $GFEB$，若不满足，可调整点 E 位置，重复上述步骤，直至满意为止。

b. 图解法。如图 7.13 所示，分别以 B 点和 G 点为圆心，以 c 和 $\sqrt{a^2+b^2}$ 分别为半径画弧，其交点为 E；再分别以 G 点和 E 点为圆心，a 和 b 为半径画弧，则其交点必为 F。

若上述所得 E 点和 F 点不满足要求，可调整 a、b、c 长度重新作图，直至满意为止。但是，同时满足前述4点要求是不易的，尤其精确保证 $EF \perp GF$ 是很难的。所以，设计时一般使 $\angle EFG$ 不小于70°即可。

为了防止机构出现“死点”“自锁”或“撕裂”现象，设计时应满足

工况Ⅱ时 $$GF+FE>GE \tag{7-12}$$

工况Ⅳ时 $$FE+BE>FB \tag{7-13}$$

(3) 转斗油缸与摇臂和机架的铰接点 C 和 D 的确定。如图7.12所示，如果确定了 C 点和 D 点，则确定了与机架连接的四杆机构 $BCDA$(BC_2DA)的尺寸。C 点和 D 点的布置直接影响铲斗举升平动和自动放平性能，对掘起力和动臂举升阻力的影响都较大。

① 确定 C 点。从力传递效果出发，显然使摇臂 BC 长一些有利，那样可以增大转斗油缸作用力臂，使掘起力相应增加。但加长 BC，必将减小铲斗和摇臂的转角比，造成铲斗转角难以满足各个工况的要求，并且使转斗油缸行程过长。因此，初步设计时，一般取

$$BC \approx (0.7 \sim 1.0)BE \tag{7-14}$$

C 点一般取在 B 点左上方，BC 与 BE 夹角(即摇杆折角)可取 $\angle CBE = 130° \sim 180°$，并注意使工况Ⅰ时摇臂 BC 与转斗油缸 CD 趋近垂直；C 点运动不得与铲斗干扰，其高度不能影响驾驶员视野。

② 确定 D 点。转斗油缸与机架的铰接点 D，是依据铲斗由工况Ⅱ举升到工况Ⅲ过程为平动和由工况Ⅳ下降到工况Ⅰ时能自动放平这两大要求来确定的。

如图7.12所示，当铰接点 G、F(即 F_2)、E(即 E_2)、B、C(即 C_2)被确定后，则铲斗分别在工况Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ、Ⅳ时 C 的位置 C_1、C_2、C_3、C_4 也就唯一地被确定下来。

因为铲斗由工况Ⅱ举升到工况Ⅲ或由工况Ⅳ下放到工况Ⅰ的运动过程中，转斗油缸的长度均分别保持不变，所以 D 点必为 C_2 点和 C_3 点连线的垂直平分线与 C_1 点和 C_4 点连线的垂直平分线的交点。

实践证明，按上述要求所求得的 D 点，往往很难一次就满足总体布置的要求，它或者远高于 A 点，或者又远低于 A 点，或偏前偏后等。所以，需经过多次试凑方能奏效。通常可先变动 BC 的长度或 $\angle CBE$ 大小来进行试凑，若不行，再变动其他杆件长度，这样做可大大减少试凑的工作量。

研究证明，D 点设计在 A 点的左下方较好，这样不但平动性能好，而且动臂举升时，可减小举升外阻力矩，有利于动臂油缸的设计。

当 D 点偏前，转斗油缸无法布置时，可考虑采用中间铰接式油缸。

至此，机架的四杆机构 $BCDA$ 初步设计出来，但它还不一定保证工作机构在整个工作循环中不出现死点或不被撕裂，因此还必须进行校验。校验的方法如图7.12所示，取工况Ⅰ时的四杆机构 BC_1DA 为研究对象，固定 AB 杆，令 AD 杆(机架)逆时针旋转。若转角由0°至动臂最大举升转角 γ_1 变化时，BC_1 杆与 C_1D 杆的夹角 $\angle BC_1D$ 始终小于180°，即 BC_1 和 C_1D 未出现被拉成一条直线甚至拉开的现象，则说明设计有效；反之，则说明四杆机构不能满足所有工况需要，必须重新设计。考虑到可靠性，应保证在 $0° \sim (\gamma_1 + 15°)$ 范围内正常工作为好。

倘若将四杆机构 $BCDA$ 设计成曲柄摇杆机构，则任何工况都不可能出现机构撕裂现象。即若令 $BC=e$，$CD=f$，$DA=g$，$AB=h$，并令 AD 为曲柄，AB 为最长杆，则

$$\begin{cases} g+e<f+h \\ g+f<h+e \\ g+h<e+f \end{cases} \tag{7-15}$$

(4) 动臂油缸与动臂和车架铰接点 H、M 的确定。动臂油缸的布置应本着举臂时工作力矩大、油缸稳定性好、构件互不干扰、整机稳定性好等原则来确定。综合考虑这些因素，一般动臂油缸都布置在前桥与前后车架的铰接点之间的狭窄空间里。

如图 7.14 所示，一般动臂油缸与动臂的铰接点 H 选定在 AG 连线附近或上方，并取 $AH \geqslant AG/3$。AH 不可能取得太大，它还受到油缸行程的限制。

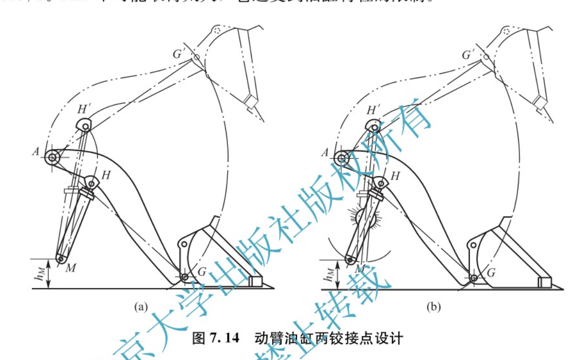


图 7.14 动臂油缸两铰接点设计

考虑到联合铲装(边插入边举臂)工况的需要，在满足动臂油缸与车架铰接点 M 最小离地高度要求的前提下，令工况Ⅰ时 AH 与 MH 趋于垂直。这是因为铲斗开始从料堆中提升时阻力矩最大，这样设计可获得较大的初始举升工作力矩。

M 点往前桥方向靠是比较有利的。这样做，可使动臂油缸在整个动臂举升过程中，举升工作力臂大小的变化较小，即工作力矩变化不大，避免铲斗举升到最高位置时的举升力不足，因为此时工作力臂往往较小或最小。但是，采用底部铰接式油缸时，要使 M 点前移是比较困难的，它受前桥限制，支座布置也较麻烦。如图 7.14(a)所示，为克服 M 点前移的困难，可采取 M 点上移(即加大 h_M)和 H 点向 G 点方向前移的办法，使动臂油缸几乎呈水平状态。计算证明，这样布置也能得到较好的举升特性。美国卡特彼勒公司的 962K、966K 等轮式装载机即是这种设计。

为了得到较好的举升工作力臂变化特性曲线，以适应举升过程中阻力矩的变化和合理地选定动臂油缸的功率，采用中间铰接式油缸是比较理想的，如图 7.14(b)所示。这个结论是显而易见的，因为由图 7.14 可知，两种结构的油缸的最小工作力臂均出现在铲斗被举到最高位置时，但图 7.14(a)中$\angle AH'M$ 小于图 7.14(b)中的$\angle AH'M$，并且都为锐角，而力臂大小为 $AH'\sin\angle AH'M$。所以，在相同条件下，中间铰接式油缸的最小输出力矩要比底部铰接式油缸的最小输出力矩大。

必须注意，油缸的行程不宜太大，而且油缸的最小长度(活塞杆完全缩回时的长度，即安装长度)一定要符合设计规范，如果太短，将无法设计出满足行程要求的油缸。考虑

到油缸的工作稳定性，初步设计时，可取油缸最大长度(活塞杆全部伸出时)和最小长度之比 $\lambda \leqslant 1.6$。

经过上述各步作图，整个工作装置连杆机构的尺寸参数即设计完毕，但最后还必须进一步检验一下铲斗举升平动的质量，因为上述方法只保证铲斗在工况Ⅱ和工况Ⅲ时的转角相等，而工况Ⅱ至工况Ⅲ之间各瞬时位置的转角就不一定和工况Ⅱ都一样了，为此，可在工况Ⅱ和工况Ⅲ之间任选1～2个位置，画出已定的机构简图，然后检验铲斗的转角，如果相对工况Ⅱ的铲斗转角差不大于10°，则设计合理，否则，还要修改有关尺寸，重复前述各步，直到满意为止。实践证明，只要保证工况Ⅱ、工况Ⅲ为平动，则其间各位置铲斗转角变化不会超过±10°。

以上装载机工作机构的计算过程，可通过计算机软件进行优化设计，以取得更加完善的工作装置参数。

3. 连杆系统运动分析

反转六杆工作装置连杆机构的运动学和动力学参数都与铰接点的坐标有关，都是坐标变量的函数。当连杆机构各铰接点的坐标值一旦确定，这些参数都可以通过计算求得。主要参数有铲斗对地位置角、最大卸载高度、最小卸载距离、铲斗卸载角和机构的倍力系数等。通过对它们的分析，可定量评估连杆机构的设计质量，并为进一步修改提供可靠依据。

1）铲斗对地位置角

图7.15所示为铲斗位置角计算，A、B、G 为动臂与机架、摇臂、铲斗的铰接点，D、C 为转斗油缸与机架、摇臂的铰接点，E、F 为连杆与摇臂、铲斗的铰接点。因为 G 点和 F 点同为一个铲斗上的两点，所以铲斗在直角坐标系中的平面运动可用 GF 杆的平面运动来描述，而在铲斗举升过程中的各瞬时对地面的倾角，即铲斗对地位置角，可用 GF 与地面的夹角 α_i 来表示。由于在举升过程中铲斗作复合运动，所以 α_i 可用运动合成的方法求得。

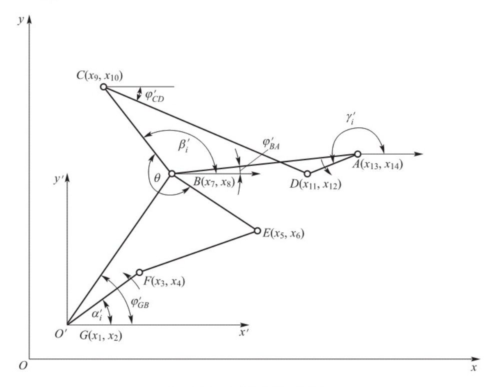


图7.15 铲斗位置角计算

在图 7.15 中，取运输工况为工作装置连杆机构运动的初始位置，令 xOy 为与地面固连的直角坐标系，x 轴与地面平行，并在动臂上 G 点(动臂与铲斗铰接点)处建立一个随动臂一起运动的动坐标系 $x'O'y'$，则动臂被举升时的铲斗各瞬时对地位置角 α_i 为

$$\alpha_i=\alpha'_i-\gamma_i \tag{7-16}$$

式中，α'_i 为 GF 杆与动坐标系 x' 轴的夹角(方向角)；γ_i 为动臂 ABG 举升时，在固定坐标系 xOy 中转过的转角。

在动坐标系 $x'O'y'$ 中，运用"向量投影法"，可求得以机架杆 AD 的方向角 γ'_i 为自变量，铲斗 GF 杆的方向角 α'_i 为因变量的函数方程式。

根据向量投影法原理，可把四杆机构 $GFEB$ 和 $BCDA$ 当作两个封闭的向量四边形，各边向量分别用 $\boldsymbol{GF}$、$\boldsymbol{BE}$、$\boldsymbol{GB}$、$\boldsymbol{AD}$、$\boldsymbol{CD}$、$\boldsymbol{BC}$、$\boldsymbol{BA}$ 表示，它们的模分别用 GF、BE、GB、AD、CD、BC、BA 表示，则在 $BCDA$ 向量四边形中有

$$\boldsymbol{AD}-\boldsymbol{CD}-\boldsymbol{BC}+\boldsymbol{BA}=0 \tag{7-17}$$

将式(7-17)中各向量分别向 x' 轴和 y' 轴投影，则得投影方程为

$$\left.\begin{aligned}AD\cos\gamma'_i-CD\cos\varphi'_{CD}-BC\cos\beta'_i+BA\cos\varphi'_{BA}=0\\AD\sin\gamma'_i-CD\sin\varphi'_{CD}-BC\sin\beta'_i+BA\sin\varphi'_{BA}=0\end{aligned}\right\} \tag{7-18}$$

式中，γ'_i、φ'_{CD}、β'_i、φ'_{BA} 分别为各边向量对 x' 轴的方向角。

变换式(7-18)为

$$\left.\begin{aligned}CD\cos\varphi'_{CD}=AD\cos\gamma'_i-BC\cos\beta'_i+BA\cos\varphi'_{BA}\\CD\sin\varphi'_{CD}=AD\sin\gamma'_i-BC\sin\beta'_i+BA\sin\varphi'_{BA}\end{aligned}\right\} \tag{7-19}$$

将式(7-19)等号两边平方后，使两方程相加，并令

$$\left.\begin{aligned}AD\cos\gamma'_i+BA\cos\varphi'_{BA}=a\\AD\sin\gamma'_i+BA\sin\varphi'_{BA}=b\end{aligned}\right\} \tag{7-20}$$

和

$$\left.\begin{aligned}A=\frac{a^2+b^2+BC^2-CD^2}{2aBC}\\B=\frac{b}{a}\end{aligned}\right\} \tag{7-21}$$

则从式(7-19)中消去了 φ'_{CD}，并将其变换成三角方程，即

$$\cos\beta'_i+B\sin\beta'_i=A \tag{7-22}$$

将式(7-22)乘以 $\frac{1}{\sqrt{1+B^2}}$，并设 $B=\cot\theta'$，则式(7-14)可化为

$$\sin\theta'\cos\beta'_i+\cos\theta'\sin\beta'_i=\frac{A}{\sqrt{1+B^2}} \tag{7-23}$$

解式(7-23)，得

$$\beta'_i=\arcsin\frac{A}{\sqrt{1+B^2}}-\operatorname{arccot}B$$

或

$$\beta'_i=\arcsin\frac{A}{\sqrt{1+B^2}}-\arctan\frac{1}{B} \tag{7-24}$$

同理，在向量四边形 $GFEB$ 中，有

$$\boldsymbol{BE}-\boldsymbol{FE}-\boldsymbol{GF}+\boldsymbol{GB}=0 \tag{7-25}$$

令

$$\left.\begin{aligned}BE\cos(\beta_i'+\theta)+GB\cos\varphi_{GB}'=a'\\BE\sin(\beta_i'+\theta)+GB\sin\varphi_{GB}'=b'\end{aligned}\right\}\tag{7-26}$$

和

$$\left.\begin{aligned}A'=\frac{a'^2+b'^2+GF'^2-FE^2}{2a'GF}\\B'=\frac{b'}{a'}\end{aligned}\right\}\tag{7-27}$$

得三角方程

$$\cos\alpha_i'+B'\sin\alpha_i'=A'\tag{7-28}$$

其解为

$$\alpha_i'=\arcsin\frac{A'}{\sqrt{1+B'^2}}-\arctan\frac{1}{B'}\tag{7-29}$$

从式(7－17)～式(7－29)可知，若连杆系统在工况Ⅱ时各铰接点坐标值已知的话，则各杆长度、φ_{BA}'、φ_{GB}'和摇杆折角θ可求，因而可得

$$\alpha_i'=f(\beta_i')=f[f(\gamma_i')]\tag{7-30}$$

显然，在动坐标系$x'O'y'$中，当给定一个γ_i'值时，即有一个α_i'值与其对应。

由图7.15可知，当动臂被举升时，动臂相对动坐标$x'O'y'$静止不动而在固定坐标xOy中作顺时针转动，其转角用γ_i表示，它的大小与机架AD相对动臂的转角是完全一样的。所以举升动臂时，有式(7－31)成立。

$$\gamma_i'=\phi_{AD}+\gamma_i\tag{7-31}$$

式中，ϕ_{AD}为工况Ⅱ时AD对固定坐标x(也是动坐标x')轴的方向角。当各铰接点坐标已知时，其即可知。

将式(7－31)代入式(7－17)～式(7－29)，则有$\alpha_i'=f(\gamma_i)$函数式成立。再将α_i'代入式(7-16)，则得$\alpha_i=f(\gamma_i)$函数式。即若给定动臂举升转角γ_i，便可计算求得铲斗GF与其相应的对地位置角α_i。

(1) 铲斗举升平动分析。根据前述铲斗举升时应近似平动的要求，则

$$|\alpha_i-\alpha_2|\leqslant 10^\circ\tag{7-32}$$

式中，α_2为工况Ⅱ时铲斗对地位置角。

动臂由运输工况举升到最高位置工况时，其转角γ_i由γ_2变化到γ_3。取$\gamma_2=0$，γ_3在设计时，一般在65°～85°之间选取。

如果式(7－32)成立，则说明铲斗在各瞬时举升位置的转角差均符合要求。

从式(7－16)直观分析可得出如下结论：由于反转六杆工作机构在动臂举升时，铲斗的相对运动转动方向与其牵连运动的转动方向相反，因此，只要合理确定各铰接点位置，举升平动的要求是完全有可能达到的。这正是反转六杆工作机构的优势所在。

(2) 铲斗自动放平分析。前述铲斗自动放平性能与下面的描述是等效的，即铲斗由工况Ⅰ(插入状态)开始举升，在举升过程中保持转斗油缸长度不变，当动臂转角$\gamma_i=\gamma_3$时，铲斗恰呈工况Ⅳ，即卸载状态。

由图7.10可见，工况Ⅰ与工况Ⅱ时连杆机构参数的区别只在于转斗油缸的长度不同。如果把工况Ⅰ时的转斗油缸长度C_1D代入式(7－21)替换CD，将$\gamma_i=0$和$\gamma_i=\gamma_3$分别代入式(7－31)，并解式(7－17)～式(7－29)，则可求出工况Ⅱ和工况Ⅳ时的铲斗对地位置角α_1和α_4。

若有
$$\alpha_4-\alpha_1=\varphi_4-\alpha_0 \tag{7-33}$$
成立，则说明铲斗能自动放平。

式中，φ_4为铲斗最高位时卸载角(高位卸载角)，设计时一般取$\varphi_4 \geqslant 45°$；α_0为工况Ⅰ时的铲斗前壁与x轴夹角，一般取$\alpha_0=3°\sim5°$。

2）最大卸载高度和最小卸载距离

铲斗高位卸载时的卸载高度h_x和卸载距离l_x，必须分别不小于设计任务给定的最大卸载高度h_{max}和最小卸载距离l_{min}，否则将影响卸载效率，甚至不能进行高位卸载。h_x太大时，将增加卸载冲击，损坏运输车辆；l_x过大，虽然有利于装车，但加大了工作机构前悬，降低了整机稳定性。

如图7.10所示，高位卸载时，铲斗与动臂铰接点G'的坐标为
$$\left.\begin{aligned} x_1'&=x_1+GG'\cos\left(\varphi_{GA}+\frac{180-\gamma_s}{2}\right)\\ x_2'&=x_2+GG'\sin\left(\varphi_{GA}+\frac{180-\gamma_s}{2}\right)\end{aligned}\right\} \tag{7-34}$$
式中，x_1，x_2为工况Ⅱ时G点的x和y坐标值；φ_{GA}为工况Ⅱ时动臂对x轴的方向角；GG'为动臂与铲斗铰接点分别在G点和G'点之间的距离，可用式(7-35)计算。
$$GG'=2GA\sin\frac{\gamma_3}{2} \tag{7-35}$$

若要满足h_{max}和l_{min}要求，必须有式(7-36)和式(7-37)成立。
$$h_x=x_2'-OG\sin\varphi_{O4G'}\geqslant h_{max} \tag{7-36}$$
$$l_x=x_{QZ}-R_L-x_1'+OG\cos\varphi_{O4G'}\geqslant l_{min} \tag{7-37}$$
式中，OG为铲斗尖O点至G点距离；x_{QZ}为前轮轴心的x坐标值；R_L为轮胎工作半径；$\varphi_{O4G'}$为工况Ⅳ时OG对x轴的方向角，可用式(7-38)计算。
$$\varphi_{O4G'}=\varphi_4+\arctan\frac{x_2}{x_1}-(3°\sim5°) \tag{7-38}$$

3）铲斗卸载角

装载工作要求铲斗在Ⅱ工况和Ⅲ工况之间的任何位置都能正常卸载，即各处卸载角φ_x都必须不小于45°。对反转六杆工作机构进行分析可知，由于工况Ⅱ时转斗油缸最长，而低位卸载时(工况Ⅴ)转斗油缸长度最短(图7.10)，所以，若工况Ⅱ和工况Ⅲ时铲斗的卸载角φ_x都不小于45°，则它们之间各个位置必能正常卸载，因此，只要对铲斗的高位卸载角和低位卸载角进行计算及分析即可。

高位卸载角φ_4可由式(7-33)导出，即
$$\varphi_4=\alpha_4-\alpha_1+(3°\sim5°) \tag{7-39}$$
式中符号意义同式(7-33)。若$\varphi_4\geqslant45°$，则铲斗在工况Ⅳ既能正常卸载，又能自动放平。

如图7.10所示，当已知转斗油缸低位卸载长度C_5D时，若将其替换式(7-21)中的CD，并令$\gamma_i=0$，解式(7-31)和式(7-17)～式(7-29)，即可求得低位卸载时铲斗对地位置角α_5，则低位卸载角φ_5可用式(7-40)计算。
$$\varphi_5=\alpha_5-\alpha_1+(3°\sim5°) \tag{7-40}$$

若$\varphi_5\geqslant45°$，则铲斗在任何工况下均可顺利卸载。

考虑转斗油缸的结构要求和工作稳定性，还必须要求式(7-41)列出的不等式成立。

$$\begin{cases} \dfrac{CD}{C_5 D} \leqslant \lambda \\ C_5 D \geqslant L_{gj} \end{cases} \tag{7-41}$$

式中，CD 为工况Ⅱ时的转斗油缸长度；$C_5 D$ 为工况Ⅴ时的转斗油缸长度；λ 为油缸结构与稳定性系数，一般取 $\lambda=1.6\sim1.7$；L_{gj} 为设计规范允许的油缸最短长度，可由设计手册选定。

4）机构的倍力系数

倍力系数是评价工作装置连杆机构力传递性能优劣的重要参数，它的大小由系统的输出力和输入力的比值来确定。

（1）转斗机构倍力系数的 K_{ZB} 的分析。因为铲斗插入料堆后开始转斗铲取时的阻力最大，所需转斗油缸输出力一般也最大，所以采用此时转斗机构的倍力系数作为分析问题的依据。

如图7.16所示，转斗机构的倍力系数用式(7－42)计算。

$$K_{ZB}=\frac{F_{sh}}{F_C}=\frac{l_2}{l_1}\times\frac{l_4}{l_3} \tag{7-42}$$

式中，F_{sh}，F_C 分别为转斗机构输出力（最大掘起力）和输入力（转斗油缸输出力）；$l_1\sim l_4$ 分别为工况Ⅰ时 G 点到 F_{sh} 作用线和 FE 杆及 B 点到 FE 杆和 F_C 作用线的距离。

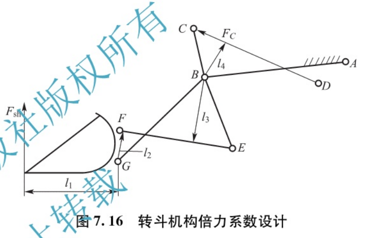


图7.16　转斗机构倍力系数设计

因为开始铲取时为工况Ⅰ，机构各杆长已如前述可求，则 $l_1\sim l_4$ 可用计算三角形面积等公式导出，即

$$\begin{cases} l_1=x_1 \\ l_2=\dfrac{2\sqrt{S_1(S_1-GF)(S_1-FE)(S_1-GE)}}{FE} \\ l_3=\dfrac{2\sqrt{S_2(S_2-BE)(S_2-BF)(S_2-FE)}}{FE} \\ l_4=\dfrac{2\sqrt{S_3(S_3-BC)(S_3-BD)(S_3-CD)}}{CD} \end{cases} \tag{7-43}$$

$$\begin{cases} S_1=\dfrac{GF+FE+GE}{2} \\ S_2=\dfrac{BE+BF+FE}{2} \\ S_3=\dfrac{BC+BD+CD}{2} \end{cases} \tag{7-44}$$

分析式(7－42)可知，当转斗油缸输出力 F_C 值一定时，若获得大的掘起力 F_{sh}，或者掘起力一定，想减小转斗油缸所需输出力，可通过增大 l_2 和 l_4，或减小 l_1 和 l_3 达到，这是设计转斗机构的依据。

（2）举升机构倍力系数 K_{JB} 的计算分析。铲斗举升过程中，所需油缸输出力的大小是变化的，这是因为阻力臂和工作力臂随动臂运动不断在变化的结果（图7.17）。

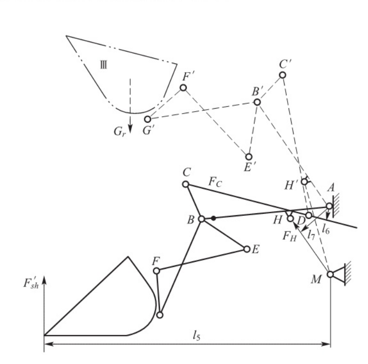


图 7.17　举升机构倍力系数计算

所需最大油缸输出力，一般可能出现在两个位置：一个是联合铲取工况（铲斗边插入料堆边举臂）；另一个是铲斗被举到工况Ⅲ（最高位置）时。前者因外载大，后者则由于工作力臂小。设计时，取它们中所需输出力大者为计算依据。

① 联合铲取。如图 7.17 所示，若忽略机构自重的影响，则联合铲取时有式(7－45)存在。

$$F_H l_7 = F'_{sh} l_5 \pm F_C l_6 \qquad (7-45)$$

式中，F'_{sh}，F_H分别为铲斗掘起力和举臂油缸输出力；F_C为举臂时转斗油缸对 C 点的作用力；$l_5 \sim l_7$分别为 F'_{sh}、F_C、F_H力对 A 点的力臂。

式(7－45)中，当 F_C作用线过 A 点上方时，F_C前取正号；过 A 点下方时，取负号。

由式(7－42)得 $F_C = \frac{F'_{sh}}{K_{ZB}}$，将其代入式(7－45)，则得联合铲取时机构倍力系数为

$$K_{JB} = \frac{F'_{sh}}{F_H} = \frac{l_7}{l_5 \pm \frac{l_6}{K_{ZB}}} \qquad (7-46)$$

$$\begin{cases} l_5 = x_{13} \\ l_6 = \frac{2\sqrt{S_4(S_4-AC)(S_4-AD)(S_4-CD)}}{CD} \\ l_7 = \frac{2\sqrt{S_5(S_5-AH)(S_5-AM)(S_5-HM)}}{HM} \end{cases} \qquad (7-47)$$

$$\begin{cases} S_4 = \frac{AC+AD+CD}{2} \\ S_5 = \frac{AH+AM+HM}{2} \end{cases} \qquad (7-48)$$

分析式(7－46)，可得如下结论。

a. 当 F_C作用线过 A 点下方时，因为 l_6前取负号，所以 K_{JB}的值比 F_C过 A 点上方时大，这时 F_C对举臂来讲是主动力，有利于举升，可减小动臂油缸所需输出力；否则相反。

b. 欲增大 K_{JB}，可增大 l_7、减小 l_5和增大 l_6（F_C过 A 点下方时）或减小 l_6（F_C过 A 点上方时）。

c. 转斗机构倍力系数 K_{ZB}对举升机构倍力系数 K_{JB}有影响。当 F_C过 A 点下方时，若 K_{ZB}增加，则 K_{JB}减小；当 F_C过 A 点上方时，若 K_{ZB}增加，则 K_{JB}也增加。这个性质对结论 a. 是不利的。为了解决这个矛盾，减小 K_{ZB}对 K_{JB}的影响并保持结论 a. 的有利方面，可在增大 K_{ZB}时增大 l_6。从图 7.17 看，显然，转斗油缸与前车架的铰接点 D 布置在 A 点左下方的适当位置是十分有利的。

② 重载铲斗举升到工况Ⅲ。此工况与前分析方法同理，此时倍力系数为

$$K'_{JB}=\frac{G_r}{F'_H}=\frac{l'_7}{l'_5\pm\dfrac{l'_6}{K'_{ZB}}} \tag{7-49}$$

式中，K'_{ZB}为工况Ⅲ时转斗机构倍力系数，其值为$K'_{ZB}=\dfrac{G_r}{F'_C}$；$G_r$为铲斗额定载重量重力；$F'_C$为工况Ⅲ时转斗油缸对$C'$点的反力，其值可用工况Ⅲ时有关的机构参数计算求得；$l'_5\sim l'_7$分别为G_r、F'_C、F'_H各力此时对A点的力臂；F'_H为工况Ⅲ时举升力。

如图7.10所示(并联系图7.17)，各力臂值可用式(7-50)计算。

$$\begin{cases}l'_5=x_{13}-x'_1+l'_8\\[2mm] l'_6=\dfrac{2\sqrt{S'_4(S'_4-AC_3)(S'_4-AD)(S'_4-CD)}}{CD}\\[2mm] l'_7=\dfrac{2\sqrt{S'_5(S'_5-AH)(S'_5-AM)(S'_5-H'M)}}{H'M}\end{cases} \tag{7-50}$$

式中，l'_8为重力G_r到G'点的距离；CD为工况Ⅱ时转斗油缸长度；AC_3，$H'M$分别为工况Ⅲ时AC和HM长，可用工况Ⅲ时的机构有关参数计算求得。

$$\begin{cases}S'_4=\dfrac{AC_3+AD+CD}{2}\\[2mm] S'_5=\dfrac{AH+AM+H'M}{2}\end{cases} \tag{7-51}$$

7.1.4 工作装置强度计算

装载机作业工况不同，工作装置受力情况也不一样。因此，进行工作装置强度计算时，必须确定其受力最大时的计算位置，选取工作装置受力最大的典型工况，来对工作装置进行强度计算。

1. 工作装置计算位置

分析装载机铲掘、运输、提升及卸载等作业过程，发现装载机在水平面上铲掘物料时，工作装置受力最大，因此取装载机在水平面上作业，铲斗斗底与地面的夹角为3°～5°铲掘时作为计算位置，并假设外载荷作用在切削刃上，如图7.18所示。

2. 工作装置典型工况及载荷

1）载荷分析

装载机在铲掘过程中使工作装置受力最大的工况有以下3种。

(1) 水平受力。装载机沿水平面运动，工作装置油缸闭锁，铲斗插入料堆，此时认为物料对铲斗的阻力水平作用在切削刃上，水平力F_x(N)的大小由装载机的牵引力决定，其最大值为

$$F_x=F_{t\max}-F_f\leqslant G_\varphi\varphi \tag{7-52}$$

式中，$F_{t\max}$为装载机空载时驱动轮上最大的切线牵引力(N)；F_f为装载机空载时滚动阻力(N)；G_φ为装载机附着重量(N)。

(2) 垂直受力。铲斗水平插入料堆足够深度后，装载机停止运动，向后转斗或提升动臂，此时认为掘起阻力垂直作用在切削刃上，而且垂直载荷(掘起力)受装载机的纵向稳定

条件(图 7.18)限制，其最大值为

$$F_z=\frac{G_0 l_1}{i} \tag{7-53}$$

式中，F_z为装载机垂直受力(N)；l_1为装载机重心到前轮接地点的距离(mm)；i为垂直力F_z的作用点到前轮接地点的距离(mm)。

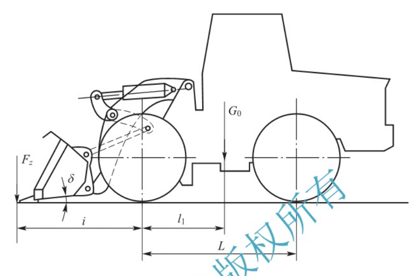


图 7.18　工作装置强度计算位置

(3) 水平与垂直同时受力。装载机在水平面上匀速运动，铲斗水平插入料堆一定深度后，边插入边转斗或边插入边提升动臂，此时认为物料对铲斗的水平阻力和垂直阻力同时作用在切削刃上，即

$$\begin{cases} F_x=F_t-F_f=\dfrac{9553(P_e-P_{a0})\eta_t i_t}{r_d n_e}-F_f \\ F_z=\dfrac{G_0 l_1}{L} \end{cases} \tag{7-54}$$

式中，P_e为发动机有效功率(kW)；n_e为发动机转速(r/min)；i_t为发动机至驱动轮一挡总传动比；η_t为传动系效率；P_{a0}为工作油泵功率(kW)；r_d为车轮的动力半径(mm)。

铲斗切削刃上的载荷不可能是均匀分布的，为了计算方便将其简化为以下两种极端情况。

① 对称受载：即认为外载荷沿铲斗切削刃均匀分布，计算时用一个作用于切削刃中部的集中载荷来代替其均布载荷。

② 偏载：由于铲斗偏铲或物料密实度不均，使载荷偏于铲斗的一侧，形成偏载情况，简化后的集中载荷完全由铲斗一侧第一个斗齿承受。

2) 典型工况

根据以上分析，使工作装置构件受力最大的典型工况有以下 6 种，如图 7.19 所示。

工况 1：水平对称受力工况［图 7.19(a)］。这种工况下铲斗的水平载荷由装载机的牵引力决定，水平力的最大值按式(7-52)计算。

工况 2：垂直对称受力工况［图 7.19(b)］。这种工况下垂直载荷(掘起力)受装载机的纵向稳定条件(图 7.18)限制，其最大值按式(7-53)计算。

工况 3：对称水平力与垂直力同时作用的工况［图 7.19(c)］。这种工况下水平载荷 F_x

和垂直载荷 F_z 按式(7-54)计算。

工况4：水平偏载工况［图7.19(d)］。这种工况下水平载荷 F_x 按式(7-52)计算，但要考虑偏载情况。

工况5：垂直偏载工况［图7.19(e)］。这种工况下垂直载荷 F_z 按式(7-53)计算，但要考虑偏载情况。

工况6：水平偏载与垂直偏载同时作用工况［图7.19(f)］。这种工况下水平载荷 F_x 和垂直载荷 F_z 与工况3相同，但要考虑偏载情况。

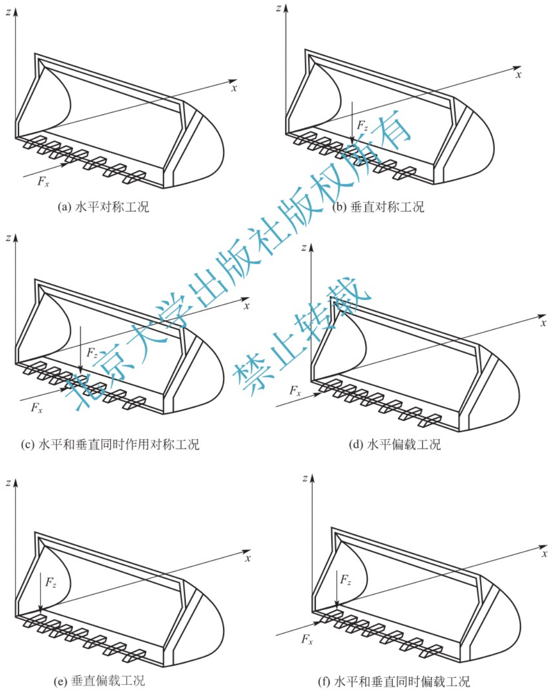


图7.19 工作装置典型工况图

3. 工作装置受力分析

工作装置实际上是一个空间超静定系统，受力情况复杂，精确计算比较烦琐，为了方便计算，作以下假设。

(1) 铲斗及其支承横梁不影响动臂的受力与变形。

(2) 动臂轴线与摇臂、连杆轴线处于同一平面内。

通过以上假设，将工作装置这样一个空间超静定结构，简化成了一个简单的平面力系[图 7.20(a)]。

对于对称受力工况，由于动臂是一个对称结构，两动臂受力大小相同，所以可以取工作装置的一侧进行受力分析，并取外载荷的一半进行计算，即

$$\begin{cases} F_{xa}=F_{xb}=0.5F_x \\ F_{za}=F_{zb}=0.5F_z \end{cases} \tag{7-55}$$

对于偏载工况 [图 7.19(d)～图 7.19(f)]，近似地用求简支梁的方法，求出分配在左、右和动臂平面内的等效力 F_a(N)和 F_b(N) [图 7.20(b)]。

$$\begin{cases} F_{xa}=\dfrac{a+b}{b}F_x \\ F_{za}=\dfrac{a+b}{b}F_z \\ F_{xb}=F_x-F_{xa} \\ F_{zb}=F_z-F_{za} \end{cases} \tag{7-56}$$

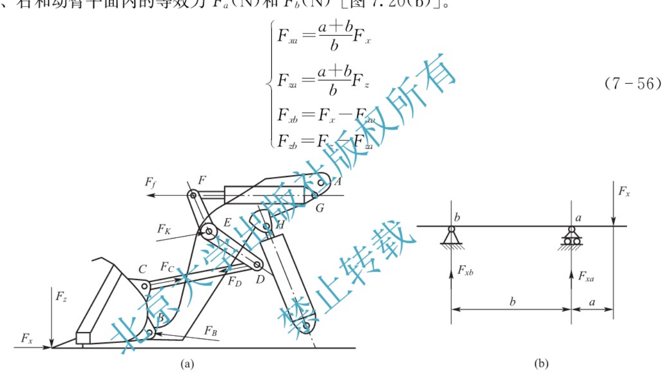


图 7.20　工作装置受力分析简图

外载荷求出后，用解析法或图解法可以求出对应工况下工作装置的内力。通常典型工况 6 下的各构件受力较大，下面以工况 6 为例进行内力计算，其他工况与此类同。

(1) 铲斗受力分析。如图 7.21(a)所示，取铲斗为分离体，根据平衡原理，有

$\sum X=0$　　$F_{xa}+F_c\cos\alpha_1-X_B=0$

$\sum Z=0$　　$Z_B+F_c\sin\alpha_1-F_{za}-0.5G_b=0$

$\sum M_B=0$　　$F_{xa}h_1+F_{za}l_1+0.5G_bl_D=h_2F_c\cos\alpha_1+l_2F_c\sin\alpha_1$

则有

$$F_C=\frac{F_{xa}h_1+F_{za}l_1+0.5G_bl_D}{h_2\cos\alpha_1+l_2\sin\alpha_1} \tag{7-57}$$

$$\begin{cases} X_B=F_{xa}+F_c\cos\alpha_1 \\ Z_B=F_{za}-F_c\sin\alpha_1+0.5G_b \end{cases} \tag{7-58}$$

式中，G_b为铲斗重量。

(2) 连杆受力分析。如图 7.21(b)所示，连杆是两端铰接中间不受力的杆件，作用在连杆两端的力大小相等，方向相反，即

$$F_C=F_D \tag{7-59}$$

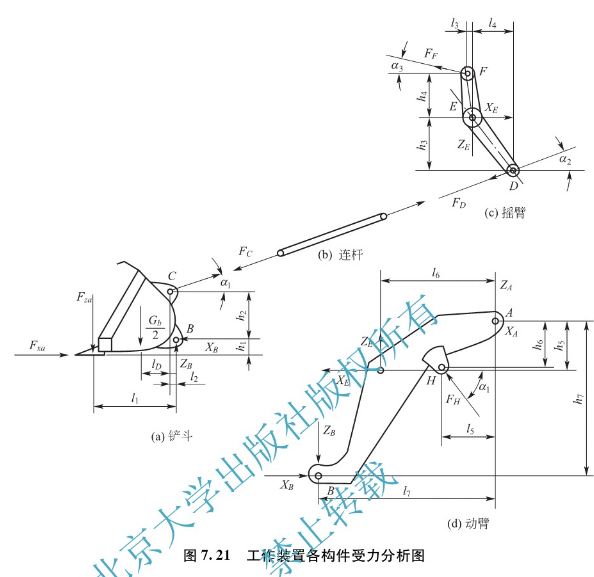


图 7.21　工作装置各构件受力分析图

由受力分析看出，此时连杆受拉力。

(3) 摇臂受力分析。如图 7.21(c)所示，取摇臂为分离体，根据平衡原理，有

$\sum X=0$　　　$X_E-F_F\cos\alpha_3-F_D\cos\alpha_2=0$

$\sum Z=0$　　　$-Z_E+F_F\sin\alpha_3-F_D\sin\alpha_2=0$

$\sum M_E=0$　　　$F_D l_4\sin\alpha_2+F_D h_3\cos\alpha_2=-l_3 F_F\sin\alpha_3+h_4 F_F\cos\alpha_2$

则有

$$F_F=\frac{F_D(l_4\sin\alpha_2+h_3\cos\alpha_2)}{h_4\cos\alpha_3-l_3\sin\alpha_3}\quad(\mathrm{N})\tag{7-60}$$

$$\begin{cases}X_E=F_F\cos\alpha_3+F_D\cos\alpha_2\\Z_E=-F_D\sin\alpha_2+F_F\sin\alpha_3\end{cases}\quad(\mathrm{N})\tag{7-61}$$

(4) 动臂受力分析。如图 7.21(d)所示，取动臂为分离体，根据平衡原理，有

$\sum X=0$　　　$X_A-X_E+X_B-F_H\cos\alpha_4=0$

$\sum Z=0$　　　$Z_A+Z_E-Z_B+F_H\sin\alpha_4=0$

$\sum M_A=0$　　　$F_H(h_6\cos\alpha_4+l_5\sin\alpha_4)-h_7X_B-l_7Z_B+h_5X_E+l_6Z_E=0$

则有

$$F_H=\frac{X_Bh_7+Z_Bl_7-X_Eh_5-Z_El_6}{h_6\cos\alpha_4+l_5\sin\alpha_4}\quad(\mathrm{N})\tag{7-62}$$

$$\begin{cases}X_A=X_E+F_H\cos\alpha_4-X_B\\Z_A=Z_B-F_H\sin\alpha_4\end{cases}\quad(\mathrm{N})\tag{7-63}$$

4. 工作装置强度计算

根据各典型工况受力分析求出各构件的作用力，绘出弯矩图，找出其危险断面，按强度理论对工作装置的主要构件进行强度校核。

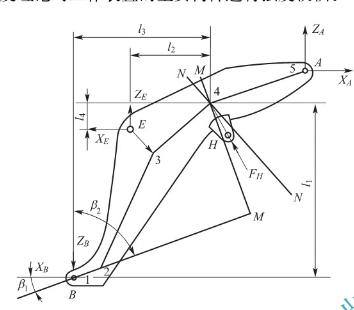


图 7.22 动臂强度计算简图

(1) 动臂。动臂相当于一个支承在动臂油缸上铰点 H 及车架 A 点的双铰悬臂折线变断面梁，如图 7.22 所示，强度计算时，把该梁分成 1－2、2－3、3－4、4－5 四个区段，校核每个区段的断面上作用的弯曲应力、正应力和剪应力(单位均为 MPa)。

$$\sigma=\frac{M}{W}\pm\frac{N}{A}\leqslant[\sigma] \tag{7-64}$$

式中，M 为计算断面的弯矩(N·mm)；W 为计算断面的抗弯断面模数(mm^3)；N 为计算断面的轴向力(N)；A 为计算断面的面积(mm^2)。

$$\tau_{\max}=\frac{QS_{z\max}}{J_z b}\leqslant[\tau] \tag{7-65}$$

式中，Q 为计算断面的剪力(N)；$S_{z\max}$ 为计算断面中性轴 z 处的静矩(mm^3)；J_z 为计算断面对中性轴 z 的惯性矩(mm^4)；b 为计算断面的宽度(mm)。

如果计算断面为矩形，则 $\tau_{\max}$ 为

$$\tau_{\max}=\frac{3Q}{2A} \tag{7-66}$$

通常动臂的危险断面在 H 点附近，现在以 $M—M$ 断面为例进行计算，在 $M—M$ 断面的弯矩、轴向力和剪力为

$$\begin{cases}M=X_B l_1+Z_B l_3-X_E l_4-Z_E l_2\\N=(X_B-X_E)\cos\beta_1+(Z_E-Z_B)\cos\beta_2\\Q=(X_B-X_E)\sin\beta_1+(Z_B-Z_E)\sin\beta_2\end{cases} \tag{7-67}$$

将求出的 M、N 值代入式(7－56)，Q 值代入式(7－57)或式(7－58)，得

$$\begin{cases}\sigma=\dfrac{X_B l_1+Z_B l_3-X_E l_4-Z_E l_2}{W}+\dfrac{(X_B-X_E)\cos\beta_1+(Z_E-Z_B)\cos\beta_2}{A}\\\tau_{\max}=\dfrac{3[(X_B-X_E)\sin\beta_1+(Z_B-Z_E)\sin\beta_2]}{2A}\end{cases} \tag{7-68}$$

(2) 连杆。连杆在装载机铲掘过程中，有时受拉，有时受压，因此需要对其分别按受拉时进行强度计算和受压时进行压杆稳定性验算。

(3) 摇臂。摇臂的受力情况如图 7.21(c)所示，其危险断面通常在 E 点附近，在该断面上作用有弯曲应力和正应力，其计算方法与动臂相同。

(4) 铰销。装载机工作装置铰销的一般结构形式及受力情况如图 7.23 所示。目前国外一些装载机工作装置上采用密封式铰销。所谓密封式铰销，就是在铰销轴套的端部增加一个密封圈(图 7.23 中 A)，密封圈可以防止润滑剂泄漏及尘土进入，因此可以延长轴销

和轴套的使用寿命并减少定期润滑的次数，使日常维修工作所消耗的时间及费用减少。

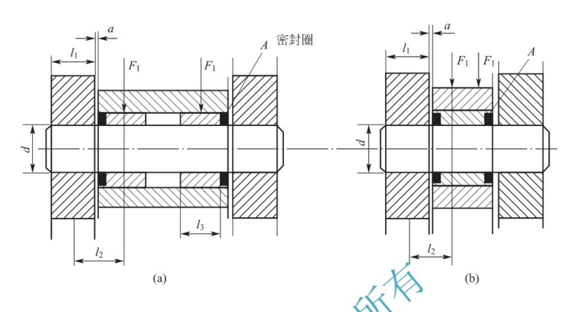


图 7.23　工作装置铰销

工作装置各铰销的强度计算如下。

销轴的弯曲应力 σ_W(MPa)为

$$\sigma_W=\frac{F_1 l_2}{W}\leqslant[\sigma] \tag{7-69}$$

式中，F_1为计算载荷，是铰销所受载荷的一半(N)；l_2为销轴弯曲强度计算长度(mm)，$l_2=l_1+a+\frac{d}{2}$；其中 l_1、a、d 的意义如图 7.23 所示；W 为销轴的抗弯断面模数(mm^3)，$W=\frac{\pi}{32}d^3$。

销轴支座的挤压应力 σ_j(MPa)为

$$\sigma_j=\frac{F_1}{l_1 d}\leqslant[\sigma_j] \tag{7-70}$$

销轴套的挤压应力 σ_j(MPa)为

$$\sigma_j=\frac{F_1}{l_3 d}\leqslant[\sigma_j] \tag{7-71}$$

式中，l_3为轴套的支承长度(mm)。

强度计算中的许用应力$[\sigma_j]$按式(7-72)选取

$$[\sigma_j]=\frac{\sigma_s}{n} \tag{7-72}$$

式中，σ_s为材料的屈服极限，国内装载机工作装置的动臂多用 16Mn 钢，其屈服极限取 σ_s=330～360MPa；摇臂材料常用 A3 钢，其屈服极限取 σ_s=210～240 MPa；销轴材料常用 40Cr 钢，其屈服极限取 σ_s=800 MPa。n 为安全系数，一般规定 n=1.1～1.5，考虑工程机械工作繁重，作业条件恶劣及计算上的误差，一般取 n>1.5。建议对称工况时取 n=2.0～2.5，偏载工况时取 n=1.2～1.5。

以上介绍了取危险断面用强度理论校核工作装置强度的方法，这种方法比较粗糙，若要进行精确的计算就要取的区段多些，多选些断面进行校核，这样又比较烦琐，建议采用

有限单元法对工作装置进行结构分析，利用通用有限元程序和计算机进行工作装置构件的受力分析和强度计算，不但计算迅速而且准确。

7.1.5 工作装置液压系统的设计

1. 液压系统的设计内容与要求

(1) 工作装置液压系统的设计要求。根据装载机作业条件多变，温差变化大，工况恶劣，粉尘多及负荷繁重等情况，对其工作装置液压系统的设计提出下列要求。

① 良好的工作性能。保证工作装置工作平稳，操作灵活、轻便及具有较高的生产率等。

② 工作可靠，寿命长。保证液压元件和辅助装置在高温和高寒条件下有较高的工作可靠性和较长的使用寿命，并且具有适应外载荷急剧变化的能力。

③ 容易拆装，便于维修保养。

(2) 液压系统设计内容及步骤。根据装载机作业时对工作装置液压系统的具体要求，如速度、推力、行程等，并参考国内外装载机相似的液压系统，制订液压系统方案，确定和计算液压系统的基本参数。

液压系统设计步骤大致为：拟定液压系统图；液压系统基本参数的确定；根据基本参数，选择标准液压元件并对非标准液压元件进行设计。

液压系统图的确定要根据对装载机工作装置的动作及性能的要求，参考相似的液压系统，拟定工作装置液压系统的基本回路。这个基本回路应该是在满足使用性能要求的前提下，使系统尽量简单，防止回路间相互干涉，以保证各机构的正常工作；尽量采用标准液压元件及减少元件的品种数量，以降低造价；尽可能减少油路系统工作时发热，以提高系统的效率，减少功率损失。

液压系统基本参数的确定应根据拟定的液压系统图，对液压系统的基本参数进行初步计算和确定，以作为选择或设计液压元件和辅助装置的依据。

2. 典型液压系统分析

装载机作业过程大致为：工作装置油缸闭锁，将铲斗插入料堆，操纵铲斗向后翻转到最大后倾角停止；操纵动臂油缸使动臂提升到运输位置并保持，将物料运输到卸载地点，提升动臂到卸载位置操纵转斗油缸使铲斗前倾到最大卸载角卸载，然后回到装载场地，进行下次循环。从上述可知，装载机工作装置的液压系统应保证工作装置能够正常有效地完成物料的铲掘、提升、保持和倾卸等动作，即铲斗必须具备提升、保持、下降和浮动 4 个动作。

ZL150 型装载机工作装置的液压系统原理图如图 7.24 所示，该系统是一个开式串联的液压系统。其动力元件是一个由发动机驱动、流量为 320L/min、压力为 15MPa 的 GB-G 型齿轮泵 1；执行元件是一对转斗油缸及一对动臂油缸；控制元件有方向控制阀 4、5，溢流阀 2，双作用安全阀 3；辅助元件有滤清器和油箱等。

图 7.24 所示为动臂油缸和铲斗油缸处于闭锁位置，此时油泵 1 输出的油液通过方向控制阀 4 和 5 直接返回油箱，油泵处于卸荷状态，功率损失少。

转斗油缸方向控制阀 4 是一个三位六通阀，该阀可以控制铲斗后倾、保持和前倾 3 个动作。动臂油缸方向控制阀 5 为四位六通阀，该阀控制动臂上升、保持、下降和浮动 4 个

动作。

动臂浮动位置使装载机在作业时，工作装置可以随着地面的高低而自由浮动，这样可以改善装载机的作业特性。这种回路当铲斗翻转时，铲斗回路中的油液不能流向提升回路，而直接流回油箱，所以不能提升动臂，同样提升动臂时也不能转斗。因此铲斗与动臂不能进行复合动作，这样转斗和动臂油缸的推力较大，以利于进行铲掘作业。

溢流阀2是限制系统压力的，液压系统压力超过15MPa时该阀就打开，使油液从该处流回油箱，保护系统免受损坏。

并联在铲斗油缸油路上的两个双作用安全阀3，由安全阀和单向阀组成，该阀的作用是在动臂升降过程中，使转斗油缸自动进行少量的泄油和补油。这是考虑到工作装置的连杆机构不是真正的平行四边形结构，致使杆件运动不协调，例如在动臂提升过程中，迫使铲斗油缸活塞杆向外拉，使铲斗油缸的前腔压力升高，当超过安全阀的调定压力时安全阀打开，油缸小腔压力油泄出一些流回油箱，活塞杆可以伸长一点。当活塞杆拉出的同时，大腔容积增大造成局部真空，此时后腔双作用安全阀中的单向阀打开进行补油。相反，当动臂下降时，会迫使铲斗油缸活塞杆向里推，此时大腔压力升高，双作用安全阀打开泄油回油箱，小腔压力下降，单向阀打开向前腔补油，从而避免液压系统出现真空产生“爬行”现象。

图7.24 ZL150型装载机工作装置的液压系统原理图

1—齿轮泵(油泵)；2—溢流阀；3—转斗油缸大、小腔双作用安全阀；4—转斗油缸方向控制阀；5—动臂油缸方向控制阀；6—动臂油缸；7—转斗油缸

3. 油缸作用力的确定

工作装置油缸的作用力有主动力和被动力之分。所谓主动力就是保证装载机正常作业的情况下，油缸推动工作机构运动的作用力，其最大值取决于工作装置参数及掘起力；被动力就是在油缸闭锁情况下，装载机铲掘时作用于油缸上的力，该力的最大值取决于液压系统的溢流阀的压力及活塞的作用面积。确定油缸的主动力和被动力是装载机液压系统设计的前提。为了保证装载机能够正常而有效地进行作业，工作装置油缸必须产生能够克服最大掘起阻力和转斗总阻力矩的主动力，以便装满铲斗，同时动臂油缸所产生的主动力还必须能将满载铲斗举升到最大卸载高度。油缸主动力是根据装载机的最大掘起力 F_Z 来确定的，最大掘起力由图7.18所示的纵向稳定条件按式(7-53)计算。

(1) 转斗油缸主动力。如图7.25所示，装载机在铲掘工况，动臂油缸闭锁，转斗油缸发出最大掘起力时，其主动力 F_F(N)按式(7-73)计算

$$F_F=\frac{F_Z\frac{l_3l_6}{l_5l_7}+G_D\frac{l_4l_6}{l_5l_7}}{n}K_1 \tag{7-73}$$

式中，G_D为铲斗自重(N)；K_1为考虑连杆机构摩擦损失系数，取$K_1=1.25$；n为转斗油缸数。

(2) 动臂油缸主动力。如图7.25所示，当转斗油缸闭锁，动臂油缸产生最大掘起力时，其主动力F_H(N)按式(7-74)计算

$$F_H=\frac{K_2}{l_8n}(F_Zl_{10}+G_Dl_{11}+G_bl_{12}-F'_Fl_9) \tag{7-74}$$

式中，G_b为动臂自重(N)；F'_F为未考虑连杆机构摩擦损失的转斗油缸被动力(N)；K_2为考虑连杆机构摩擦损失的系数，取$K_2=1.25$；n为动臂油缸数。

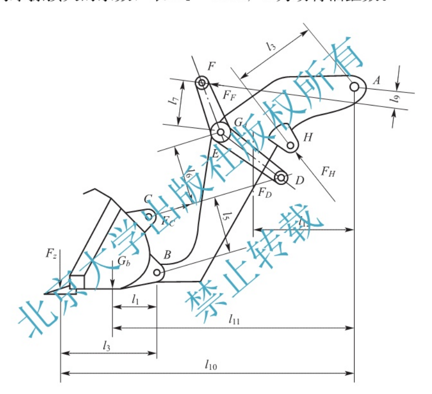


图7.25　油缸主动力计算图

(3) 转斗油缸和动臂油缸被动力。转斗油缸和动臂油缸被动力P'_F和P'_H，根据前述工作装置强度计算中6种典型工况计算的结果，取其中最大值作为转斗油缸和动臂油缸的被动力，以该力确定液压系统安全阀的调定压力，通常调压阀的调定压力比系统压力大20%～30%。

4. 液压系统的设计计算

(1) 系统工作压力。工作压力是液压系统的主要参数之一，目前我国通用标准工作压力一般分为五级，即低压(0～2.5MPa)；中压(2.5～8.0MPa)；中高压(8.0～16MPa)；高压(16.0～32.0MPa)；超高压(32.0MPa)。工作压力的高低，对系统的工作性能、质量及结构尺寸都有直接影响。

由液压传动知识得知：当系统的驱动功率一定时，工作压力和流量的乘积等于常数。所以采用高的压力可以使流量减少，这不仅能够减小油泵及油缸的结构尺寸和质量，而且还能减小油管和油箱等尺寸，因而使整个系统的尺寸和质量都大大减小。这也是液压系统

不断向高压发展的根本原因。目前工程机械液压系统的工作压力一般取中高压和高压。

(2) 油缸直径。油缸的直径是根据装载机在作业时作用于其上的载荷及系统的工作压力来确定的。作用在转斗油缸和动臂油缸的载荷按式(7-73)、式(7-74)计算。

当油缸大腔进油，活塞杆承受压力 F_1时，油缸的直径 D(mm)按式(7-75)计算

$$D=2\sqrt{\frac{F_1}{\pi p\eta}} \tag{7-75}$$

当油缸小腔进油，活塞杆承受拉力 F_2时，油缸的直径 D(mm)按式(7-76)计算

$$D=2\sqrt{\frac{F_2}{\pi p}+25d^2} \tag{7-76}$$

式中，p 为油缸工作压力(MPa)；d 为活塞杆直径(mm)；η 为油缸机械效率，对于橡胶密封取 $\eta=0.95$。

(3) 油泵流量。油泵的流量是根据油缸的流量来确定的，而油缸的流量则取决于油缸活塞的运动速度，活塞的运动速度 v_g(mm/s)按式(7-77)计算

$$v_g=\frac{l_g}{t} \tag{7-77}$$

式中，l_g为油缸的行程(mm)；t 为转斗或提升动臂的时间(s)。

油缸的流量 Q_g(L/min)为

$$Q_g=\frac{\pi D^2 v_g}{2.4\times10^5} \tag{7-78}$$

油泵的流量 Q_b为(L/min)

$$Q_b=n_g K Q_g \tag{7-79}$$

式中，n_g为工作装置同时工作油缸数；K 为考虑液压系统油液泄漏的系数，一般取 $K=1.1\sim1.3$。

(4) 油泵工作压力。油泵的工作压力 p_b(MPa)按式(7-80)确定

$$p_b=(1.05\sim1.15)(p+\sum\Delta p) \tag{7-80}$$

式中，p 为油缸的工作压力(MPa)；$\sum\Delta p$ 为系统的压力损失(MPa)。

油泵的流量 Q_b和压力 p_b确定后，选择一个接近且稍偏大一点的标准油泵，即可以满足工作装置液压系统的要求。

(5) 油泵的驱动功率。油泵的驱动功率 N_b(kW)按式(7-81)确定

$$N_b=\frac{p_b Q_b}{60\eta} \tag{7-81}$$

式中，p_b为油泵的额定压力(MPa)；Q_b为油泵的额定流量(L/min)；η 为油泵的总效率，一般取 $\eta=0.75\sim0.85$。

7.2 液压挖掘机工作装置设计

7.2.1 反铲工作装置工作原理

反铲工作装置是液压挖掘机的一种主要工作装置形式，如图 7.26 所示。液压反铲工

作装置一般由动臂1、动臂液压缸2、斗杆液压缸3、斗杆4、铲斗液压缸5、铲斗6、连杆7和摇杆8等组成。其构造特点是各构件之间全部采用铰接连接，并通过改变各液压缸行程来实现挖掘过程中的各种动作。动臂1的下铰点与回转平台铰接，并以动臂液压缸2来支承动臂，通过改变动臂液压缸的行程即可改变动臂倾角，实现动臂的升降。斗杆4铰接于动臂的上端，可绕铰点转动，斗杆与动臂的相对转角由斗杆液压缸3控制，当斗杆液压缸伸缩时，斗杆即可绕动臂上铰点转动。铲斗6则铰接于斗杆4的末端，通过铲斗液压缸5的伸缩来使铲斗绕铰点转动。为了增大铲斗的转角，铲斗液压缸一般通过连杆机构(即连杆7和摇杆8)与铲斗连接。液压挖掘机反铲工作装置主要用于挖掘停机面以下的土壤，如挖掘沟壕、基坑等，其挖掘轨迹取决于各液压缸的运动及其组合。反铲液压挖掘机的工作过程为：先下放动臂至挖掘位置，再转动斗杆及铲斗，当挖掘至装满铲斗时，提升动臂使铲斗离开土壤，边提升边回转至卸载位置，转斗卸出土壤，然后回转至工作位置开始下一次作业循环。动臂液压缸主要用于调整工作装置的挖掘位置，一般不单独直接挖掘土壤；斗杆挖掘可获得较大的挖掘行程，但挖掘力小一些。转斗挖掘的行程较短，为使铲斗在转斗挖掘结束时装满铲斗，需要较大的挖掘力以保证能挖掘较大厚度的土壤，因此挖掘机的最大挖掘力一般是由铲斗液压缸实现的。由于挖掘力较大且挖掘行程短，因此铲斗挖掘可用于清除障碍或提高生产率。在实际工作中，熟练的液压挖掘机操作人员可根据实际情况，合理操纵各个液压缸，往往是各液压缸联合工作，实现最有效的挖掘作业。例如，挖掘基坑时由于挖掘深度较大，并要求有较陡而平整的基坑壁，则采用动臂和斗杆同时工作；当挖掘基坑底时，挖掘行程将结束，为加速装满铲斗，或挖掘过程中调整切削角时，则需要铲斗液压缸和斗杆液压缸同时工作。

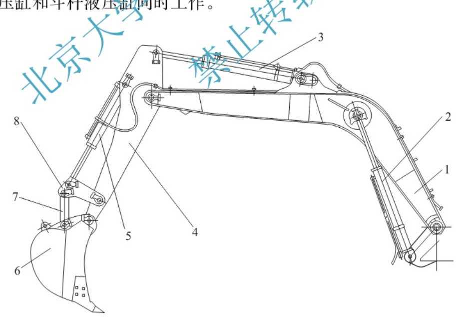


图7.26 液压挖掘机反铲工作装置

1—动臂；2—动臂液压缸；3—斗杆液压缸；4—斗杆；
5—铲斗液压缸；6—铲斗；7—连杆；8—摇杆

7.2.2 反铲工作装置铰点布置与油缸行程

反铲工作装置实际上是多个连杆机构的组合。在发动机功率、整机质量和铲斗容量等主要参数及工作装置基本形式初步确定的情况下，工作装置各铰点的布置及各工作油缸参

数的选择是否合理，会直接影响液压挖掘机的实际挖掘能力。

1. 动臂油缸的布置

动臂油缸一般布置在动臂前下方，下端与回转平台铰接，常见的有两种具体布置方式。

(1) 油缸前倾布置方案，如图7.27所示，动臂油缸与动臂铰接于E点。当动臂油缸全伸出，将动臂举升至上极限位置时，动臂油缸轴线向转台前方倾斜。

(2) 油缸后倾布置方案，如图7.28所示，当动臂油缸全伸出，将动臂举升至上极限位置时，动臂油缸轴线向转台后方倾斜。

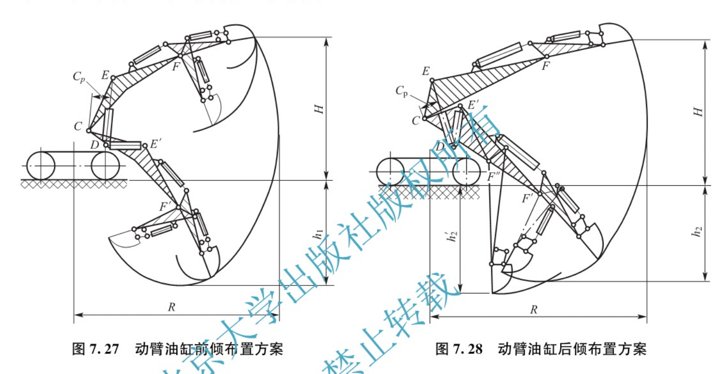


图7.27 动臂油缸前倾布置方案

图7.28 动臂油缸后倾布置方案

当两方案的动臂油缸安装尺寸DE'、铲斗最大挖掘高度H和地面最大挖掘半径R相等时，后倾方案的最大挖掘深度比前倾方案小，即$h_2<h_1$。此外，在后倾方案中，动臂EF部分往往比前倾方案的长，因此动臂所受弯矩也比较大。以上为动臂油缸后倾方案的缺点。然而，后倾方案动臂下铰点C与动臂油缸下铰点D的距离CD比前倾方案的大，则动臂在上下两极限位置时，动臂油缸的作用力臂C_p也就较大。因此，在动臂油缸作用力相同时，后倾方案能得到较大的动臂作用力矩，这是其优点。

为了增大后倾方案的挖掘深度，有的挖掘机将长动臂$CE'F'$改换成短动臂$CE'F''$(图7.28)，并配以长斗杆。在最大深度处挖掘时，采用铲斗挖掘而不是斗杆挖掘，这样得到的最大挖掘深度为$h'_2>h_2$。

显然，不论是动臂油缸前倾还是后倾，当C、D两铰点位置和CE长度均不变时，通过加大动臂油缸长度可以增大动臂仰角，从而增大最大挖掘高度，但会影响最大挖掘深度。所以，在布置动臂油缸时，应综合考虑动臂的结构、工作装置的作业尺寸及动臂举升力和挖掘力等因素。

2. 斗杆油缸的布置

确定斗杆油缸铰点、行程及斗杆力臂比时应该考虑下列因素。

(1) 保证斗杆油缸产生足够的斗齿挖掘力。即油缸从最短长度开始推伸时和油缸最大伸出时产生的斗齿挖掘力应该大于正常挖掘阻力。油缸全伸时的作用力矩应该足以支承满

载铲斗和斗杆静止不动。油缸作用力臂最大时产生的最大斗齿挖掘力应大于要求克服的最大挖掘阻力。

(2) 保证斗杆的摆角范围。斗杆摆角范围一般取100°～130°。在斗杆油缸和铲斗油缸同时伸出最长时，铲斗前壁和动臂之间的距离应大于10cm。一般地，斗杆越长，其摆角范围可以取得越小一些。

显然，上述铰点布置和油缸行程的确定往往需要反复进行。一般在初步确定铰点位置之后，就可以接着进行缸径的选择和油缸作用力的计算。在计算中如果发现初定的铰点位置和油缸行程不够合理，则应进行适当修改。

3. 铲斗油缸的布置

确定铲斗油缸铰点、行程及连杆机构力臂比时应考虑以下因素。

(1) 保证转斗挖掘时产生足够大的斗齿挖掘力，即在铲斗油缸全行程中产生的斗齿挖掘力应大于正常工作情况下的挖掘阻力。当铲斗油缸作用力臂最大时，所产生的最大斗齿挖掘力应基本上等于最大挖掘阻力。当油缸全伸时，应能使满载铲斗静止不动。

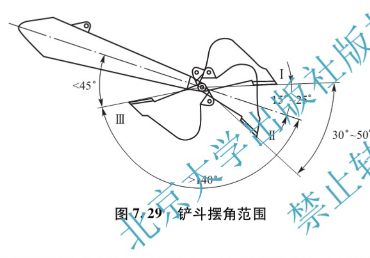


图7.29 铲斗摆角范围

(2) 保证铲斗的摆角范围。铲斗的摆角范围一般取140°～160°，在特殊作业时可以大于180°，摆角范围可以按图7.29布置。当铲斗油缸全缩时，铲斗与斗杆轴线夹角(在轴线上方)应大于10°，常取15°～25°，铲斗油缸全伸、铲斗满载回转时，应使土壤不从斗中散落。

(3) 铲斗从位置Ⅰ摆到位置Ⅱ(图7.29)，铲斗油缸作用力臂最大，这时能得到斗齿最大挖掘力。从单独进行转斗挖掘动作的角度看，铲斗从位置Ⅰ到位置Ⅱ的转角应该为铲斗整个切削角度的1/2左右，即当铲斗挖掘深度最大时，正好斗齿挖掘力也最大。实际上铲斗的切削转角是可变的。在许多情况下，特别是进行复合动作挖掘时，铲斗的切削转角一般都小于100°，而且铲斗也不一定在初始位置Ⅰ开始挖掘。因此，目前一般取位置Ⅰ至位置Ⅱ的转角为30°～50°，在这个角度范围内既可以照顾到铲斗在挖掘过程中能较好地适应挖掘阻力的变化，又可以使铲斗在开始挖掘时就有一定的挖掘力。

7.2.3 液压挖掘机工作装置油缸作用力确定

工作装置各油缸作用力的分析和确定是液压挖掘机工作装置设计的重要内容之一。显然，各油缸的作用力应保证工作装置在挖掘过程中，斗齿有足够的挖掘力，以及保证在卸载时能把满斗土壤举升到最大幅度和高度所需的举升力。

工作装置各油缸作用力有以下两种情况。

(1) 当油缸两腔分别接高低压油路时产生推动机构进行运动的作用力称为主动作用力(简称作用力或者工作力)，其最大值取决于该油缸油路的工作压力和油缸直径(活塞作用面积)。

(2) 工作装置工作时作用于闭锁状态(即油缸两腔与高低压油路断开)的油缸上的作用力称为被动作用力，其最大值取决于该油缸油路的过载溢流阀压力和承载活塞面积。当油

缸工作力大于外载荷作用力时，该油缸便无回缩现象；否则由于过载溢流阀打开而溢流，使油缸发生回缩。

确定工作装置各油缸的作用力和可能产生的被动作用力后，便可以按照选定的液压系统的工作压力确定油缸所需的缸径及过载溢流阀压力。油缸的行程则由工作装置机构方案确定，它与工作装置的结构方案及铰点位置有关，而机构方案也决定了各油缸在主动和被动状态下的作用力。

液压挖掘机工作装置上设置的油缸主要有3种：铲斗油缸、斗杆油缸和动臂油缸。在组合式动臂中有时为了能在工作过程中改变动臂的形状(弯曲程度)，还设有辅助油缸。正铲铲斗有时还设有斗底开启油缸。

这些油缸作用力的确定，则取决于工作装置的形式和工作情况。通用式挖掘机工作装置油缸作用力的确定主要以反铲装置为主，进行分析选定后再按正铲及装载装置等进行验算。以正铲为主的采矿型液压挖掘机，则以正铲装置为主进行分析选定。

1. 铲斗油缸作用力的确定

反铲装置在作业过程中，当以转斗挖掘为主时，其最大挖掘力为铲斗油缸设计的依据。初步设计时按额定斗容及工作条件(土壤级别)，参考有关资料初选斗齿最大挖掘力，并按反铲最主要的工作位置——最大挖掘深度时能保证具有最大挖掘力来分析确定铲斗油缸的工作力。此时计算位置为动臂下放到最低位置，铲斗油缸作用力对铲斗与斗杆铰点有最大力臂，如图7.30所示。

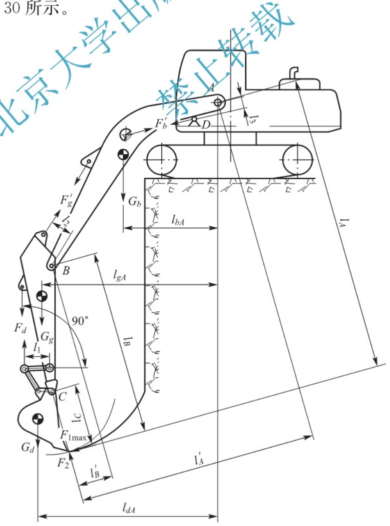


图7.30 铲斗油缸作用力分析

为了简单，可以忽略斗和土的质量，并且忽略了各构件质量及连杆机构效率影响因素，此时铲斗油缸作用力 F_d(N)为

$$F_d=\frac{F_{1max}l_C}{l_1} \tag{7-82}$$

式中，l_1为铲斗油缸作用力对摇臂与斗杆铰点的力臂(mm，图 7.30 中位置为摇臂长度)；l_C为F_{1max}对铲斗与斗杆铰点C的力臂(m)。

而这时斗杆及动臂油缸均处于闭锁状态，斗杆油缸闭锁力 F'_g(N)应满足

$$F'_g\geqslant\frac{F_{1max}l_B}{l_2}+\frac{F_2 l'_B}{l_2} \tag{7-83}$$

式中，l_2为斗杆油缸闭锁力 F'_g对斗杆与动臂铰点的力臂(m)；l_B为F_{1max}对斗杆与动臂铰点B的力臂(m)；l'_B为F_2对斗杆与动臂铰点B的力臂(m)；F_2为挖掘阻力的法向分力，取$F_2=(0.1\sim0.2)F_{1max}$(N)。

动臂油缸闭锁力 F'_b(N)应满足

$$F'_b\geqslant\frac{F_{1max}l_A}{l_3}+\frac{F_2 l'_A}{l_3} \tag{7-84}$$

式中，l_3为动臂油缸闭锁力 F'_b对铰点 A 的力臂(m)；l_A为F_{1max}对动臂下铰点A的力臂(m)；l'_A为F_2对铰点A的力臂(m)。

此外，最大铲斗挖掘力在其工作装置能否实现，还受到挖掘机稳定性的限制，因为有可能当挖掘力尚未达到最大值时，挖掘机已失去稳定(如前支点已被抬起)。因此，选取铲斗油缸最大推力时，应以保证挖掘机的稳定性为前提条件。

2. 斗杆油缸作用力的确定

当挖掘机以斗杆挖掘时，其最大挖掘力则由斗杆油缸来保证。斗杆油缸最大作用力计算位置为动臂下放到最低位置，斗杆油缸作用力对斗杆与动臂铰点有最大力臂，即对斗杆产生最大作用力矩，并使斗齿尖和铰点B、C在一条直线上，如图 7.31 所示。与前面推导铲斗油缸作用力一样，忽略各构件及斗中土壤质量和连杆机构效率的影响因素，此时斗杆油缸作用力 F_g(N)为

$$F_g=\frac{F_{1max}l_B}{l_2} \tag{7-85}$$

而铲斗油缸及动臂油缸处于闭锁状态，所以铲斗油缸闭锁力 F'_d(N)应满足

$$F'_d\geqslant\frac{F_{1max}l_C}{l_1} \tag{7-86}$$

动臂油缸闭锁力 F'_b(N)应满足

$$F'_b\geqslant\frac{F_{1max}l_A+F_2 l'_A}{l_3} \tag{7-87}$$

斗杆最大挖掘力也受到挖掘机稳定性条件的限制。

当以斗杆油缸进行挖掘时，由于其作用力臂的变化、结构自身的影响及铲斗相对斗杆位置的变化，其斗齿挖掘力也随之变化。

3. 动臂油缸作用力的确定

动臂油缸的作用力，即最大提升力，以能提升铲斗内装满土壤的工作装置至最大卸载距离位置进行卸载来确定，其计算简图如图 7.32 所示，此时动臂油缸作用力 F_b(N)为

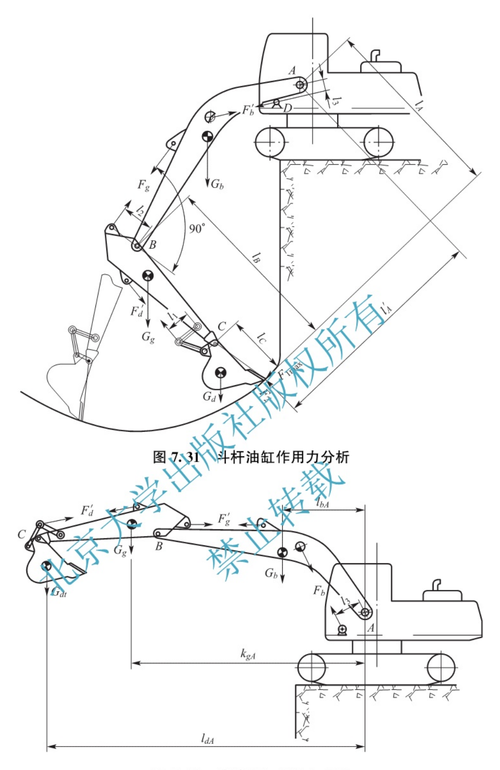


图 7.31　斗杆油缸作用力分析

图 7.32　动臂油缸作用力分析

$$F_b=\frac{1}{l_3}(G_{dt}l_{dA}+G_gl_{gA}+G_bl_{bA}) \tag{7-88}$$

式中，G_{dt}为铲斗及其装载土壤的重力(N)；G_g为斗杆所受重力(N)；G_b为动臂所受重力(N)；l_{dA}为铲斗质心到动臂下铰点A的水平距离(m)；l_{gA}为斗杆质心到动臂下铰点A的水平距离(m)；l_{bA}为动臂质心到动臂下铰点A的水平距离(m)。

同样根据受力平衡可求出斗杆油缸闭锁力F'_g和铲斗油缸闭锁力F'_d。

根据以上分析所确定的各油缸作用力及选定的工作压力，可初步选定各油缸的缸径。然后，选取上述计算位置所求得各油缸闭锁力中较大者，按初选各油缸直径计算其所需过

载压力。过载安全阀压力与工作压力之比值(p'/p)不宜过大，一般取 $p'/p=1.1\sim1.15$，否则将导致工作装置结构自重的增大。如果计算出某油缸所需过载压力太大时，则应通过调整该工作装置部件的结构尺寸或改变铰点位置等措施来改善受力情况。

一般来说，液压挖掘机反铲工作装置斗齿最大挖掘力一般由铲斗油缸实现。由于受到斗杆及动臂油缸闭锁力和挖掘机稳定条件的限制，反铲液压挖掘机不可能在任何挖掘位置都实现最大挖掘力。

至于最大挖掘力可能实现的工作尺寸范围，可按动臂及斗杆处于不同转角位置时逐点分析验证。

7.2.4 液压挖掘机工作装置结构设计

铰接式工作装置是挖掘机最常见和最通用的一种结构形式。用钢板焊成的动臂、斗杆和铲斗等主要结构件用铰接连接在一起。各杆件系统围绕铰点可以转动，在油缸的作用下，完成各种作业动作。

1. *动臂*

动臂是工作装置中决定总体构造形式和其他特征的主要构件。液压挖掘机铰接式工作装置的动臂结构一般可分为整体式和组合式两大类。

(1) 整体式动臂。整体式单节动臂目前应用最广泛，其主要特点是制造方便、成本低、质量轻，能有较大的动臂转角，装载作业效率高，挖掘深度也比较大；配用加长可调斗杆，可以很好地完成垂直壁面点的挖掘作业，而且所挖掘的壁面平直整洁。

整体式动臂有直臂和弯臂两种形式。

整体直动臂构造简单，适用于专业正铲和悬挂式挖掘机。反铲工作装置使用直动臂只能得到较小的挖掘深度，显然不适用。

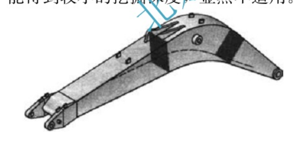


图 7.33 整体弯动臂

采用整体弯动臂结构可以增大挖掘深度，但同时也会降低卸载高度。所以反铲工作装置广泛采用整体弯动臂，其结构为钢板焊接而成的矩形变截面封闭箱型梁，内部一般加隔板以增加强度和刚度，如图 7.33 所示。

动臂与回转平台、斗杆及各油缸的连接均采用铰接，其常见结构如图 7.34 所示。*A*—*A* 剖面为动臂与斗杆的铰接结构。动臂与斗杆之间用带有止动板的长销 14 连接，并用螺栓固定，斗杆与动臂铰支座之间装有垫片 15，用于调整间隙。*B*—*B* 剖面为斗杆油缸在动臂上的安装结构，油缸与动臂支座之间用带有止动板的销轴连接并用螺栓固定。*C*—*C* 剖面为动臂油缸在动臂上的安装结构，动臂两侧的两个动臂油缸用一个长销穿过，使之与动臂上的支座铰接，在两外端面用轴端挡板和螺栓固定。*D*—*D* 剖面为动臂与回转平台的铰接结构，孔内装有滑动轴承 2，两端面装有油封 16。

(2) 组合式动臂。组合式动臂是在整体式动臂的基础上发展起来的。它使液压挖掘机的优点得到了充分的发挥，应用也很广泛。组合式动臂的主要优点是作业尺寸和挖掘力可以根据施工条件随意调整，而且调整时间短，用油缸连接时还能无级调节，可满足各种工作装置的要求，互换性好，可采用的工作装置形式也多，替换方便，下动臂可适合各种工

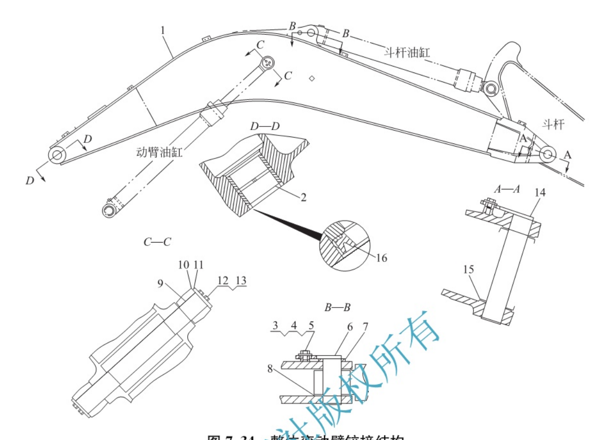


图 7.34 整体弯动臂铰接结构

1—动臂；2—滑动轴承；3—弹簧垫圈；4—平垫圈；5、12—螺栓；6、9、14—销；7、8、10、15—垫片；11—轴端挡板；13—垫圈；16—油封

作装置要求，不需拆换，装车运输也比较方便。组合式动臂有两大类：一类是长动臂配短斗杆，另一类则是短动臂配长斗杆。图 7.35 所示为具有组合动臂的工作装置。

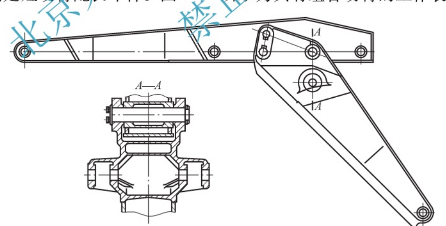


图 7.35 具有组合动臂的工作装置

2. 斗杆

斗杆一般是由钢板焊接而成的变截面箱形结构，一端与动臂铰接，另一端与铲斗铰接，其外形如图 7.36 所示。图 7.37 所示为斗杆各铰点处的剖面结构示意图。

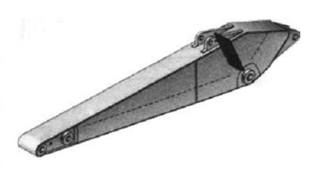


图 7.36 斗杆

A—A 剖面为铲斗油缸与斗杆连接处的支座结构。铲斗油缸用带有止动板的销 4 连接到斗杆



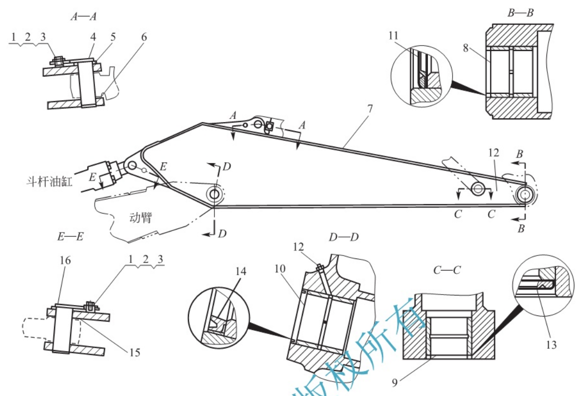


图 7.37 斗杆各铰点处的剖面结构

1—螺栓；2—平垫圈；3—弹簧垫圈；4、16—销、5—定距环；6、15—垫片；7—斗杆；8、9、10—轴套；11、13、14—油封；12—油杯

上的油缸支座上，并用螺栓 1 固定。油缸和支座间装有垫片 6，用于调整油缸与支座间的间隙。*B*—*B* 剖面为斗杆与铲斗连接铰点的结构，铰接孔内部装有轴套 8，端面装有油封 11。*C*—*C* 剖面为摇杆与斗杆连接铰点，结构与 *B*—*B* 剖面相同。*D*—*D* 剖面为斗杆与动臂的铰接结构，内部装有轴套 10，并可通过油杯 12 加注润滑油，端面用油封 14 密封。*E*—*E* 剖面为斗杆油缸安装铰点，其结构与 *A*—*A* 剖面相同。

3. 铲斗

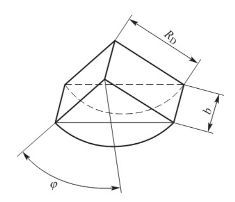


图 7.38 反铲斗杆几何参数

(1) 铲斗主要参数。当铲斗容量 q 一定时，切削转角 2φ、切削半径 R_D 和切削宽度 b 之间存在着一定的关系，即具有尺寸 R_D 和 b 的铲斗转过 2φ 角度所切下的土壤刚好装满铲斗(图 7.38)。于是斗容量可按式(7-89)计算

$$q=\frac{1}{2}R_D^2b\left(\frac{\pi\varphi}{90}-\sin2\varphi\right)\frac{k_S}{K_S} \tag{7-89}$$

式中，k_S 为铲斗充满系数；K_S 为土壤松散系数。

铲斗挖掘 1m³ 体积土壤所耗费的能量称为切削能容量。试验研究结果表明，反铲铲斗的主要参数，即平均铲斗宽度 b、切削半径 R_D 和切削转角 2φ 对转斗挖掘的切削能容量有直接影响，可表示为

$$E=\frac{2000k_1}{b}\left(2k_2\frac{\sin\varphi-\varphi\cos\varphi}{2\varphi-\sin2\varphi}+100R_Dk_3\frac{\varphi-1.5\sin2\varphi+2\varphi\cos^2\varphi}{2\varphi-\sin2\varphi}\right) \tag{7-90}$$

式中，E 为铲斗切削能容量(N·mm/m³)；k_1 为考虑切削过程中其他影响因素的系数；k_2 为具有应力因次的系数，在铲斗容量 $q=0.15\sim1\text{m}^3$ 时，取 $k_2=1.5$；k_3 为具有容积质量因次的系数，在铲斗容量 $q=0.15\sim1\text{m}^3$ 时，取 $k_3=0.07$。

显然，设计铲斗时，在满足铲斗容量 q 的条件下，应使铲斗切削能容量 E 最小。由式(7－90)可以看出，减小 φ 角、增大铲斗宽度 b 和切削半径 R_D 能够降低 E，但受到铲斗结构的限制，一般取

$$b=(1.0\sim1.4)\sqrt[3]{q} \tag{7-91}$$

式中，q 为铲斗容量(m^3)；b 为铲斗平均宽度(m)。

考虑到铲斗切削入土和出土的余量，一般取 $2\varphi<140°$。同时考虑到在转斗速度一定时，转斗角度太大会增大挖掘阻力，降低生产率，因此一般取 $2\varphi=90°\sim100°$。在确定铲斗宽度 b 和转斗角度 φ 后，根据式(7－89)即可导出铲斗转斗切削半径 R_D(m)

$$R_D=\sqrt{\frac{2qK_S}{b\left(\frac{\pi\varphi}{90}-\sin2\varphi\right)k_S}} \tag{7-92}$$

式中，b 为铲斗宽度(m)；φ 为铲斗转斗角度的一半(°)；K_S 为土壤松散系数；k_S 为铲斗充满系数，这里可以取 $K_S/k_S=1$。

当铲斗宽度 b 和转斗角度 φ 在上述推荐范围内时，R_D 的取值范围为

$$R_D=(1.3\sim1.6)\sqrt[3]{q} \tag{7-93}$$

(2) 斗形尺寸计算。根据铲斗的主要参数可进一步设计计算斗形其他结构尺寸，如图7.39所示。图中三角形 OGE 为等腰三角形，OA 段为直线，AB 弧段为抛物线。A 点至直线 EB 的距离为 H，抛物线定点高度为 L，一般取 $H=L$。斗尖角 β 取值范围一般为 $20°\sim25°$，斗侧壁角 λ 取 $30°\sim50°$，包角 φ 取108°。常见铲斗斗形参数见表7－1。改变三角形 OEG 的形状可以获得不同的斗形。设计铲斗时，还应综合考虑铲斗的主要用途和挖掘对象，合理选择铲斗主要参数，使铲斗的挖掘阻力最小，作业效率最高。

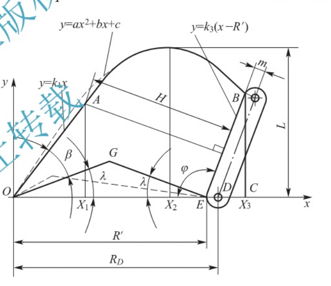


图7.39　反铲铲斗计算尺寸

表7－1　常见铲斗斗形参数

参数/mm	斗容量 q/m^3				
	0.25	0.4	0.65	1.0	1.6
b	800	900	1100	1400	1800
R_D	910	1080	1250	1370	1530
m	80	120	180	230	290
R'	830	960	1070	1140	1240
X_1	314	341	341	300	192
X_2	570	695	840	996	1300
X_3	930	1107	1280	1410	1610
L	640	750	855	940	1080

综合习题

1. 填空题

(1) 装载机的工作装置由__________、__________、__________、__________、__________和__________等组成。

(2) 装载机在铲掘过程中使工作装置受力最大的工况有__________，__________和__________三种。

(3) 铲斗切削刃上的载荷不可能均匀分布，为了计算方便可将其简化为两种极端情况，即________________和________________。

(4) 液压挖掘机铰接式工作装置的动臂结构一般可分为__________和__________两大类。

2. 名词解释

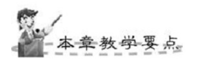
(1)铲斗平移能力；(2)铲斗回转半径；(3)机构倍力系数；(4)最大卸载高度；(5)最小卸载距离；(6)卸载角；(7)最大挖掘高度；(8)最大挖掘深度；(9)铲斗切削能容量。

3. 简答题

(1) 装载机正转单连杆和双连杆机构各有哪些优缺点？
(2) 装载机反转单连杆和双连杆机构各有哪些优缺点？
(3) 试利用图 7.24 分析 ZL150 型装载机工作装置液压系统的工作原理。
(4) 何谓动臂油缸前倾方案与动臂油缸后倾方案？二者有何优缺点？
(5) 整体式动臂与组合式动臂挖掘机各有何特点？
(6) 确定斗杆油缸铰点、行程及斗杆力臂比时应考虑哪些因素？
(7) 确定铲斗油缸铰点、行程及连杆机构力臂比时应考虑哪些因素？
(8) 液压挖掘机工作装置油缸作用力的确定要考虑哪两种情况？

第 8 章

工程机械人-机-环境系统设计



知识要点	掌握程度	相关知识
工程机械噪声控制	(1) 了解国家标准《土方机械噪声限值》; (2) 了解工程机械噪声源; (3) 了解工程机械噪声传播途径; (4) 熟悉工程机械的噪声控制	(1) 工程机械噪声源; (2) 工程机械噪声传播途径; (3) 工程机械的噪声控制
工程机械驾驶室宜人化环境	(1) 了解宜人化环境问题的提出背景; (2) 了解宜人化环境研究目的和意义; (3) 熟悉驾驶室的基本构造和分类、人机工程学在工程车辆驾驶室中的应用; (4) 了解驾驶室通风; (5) 了解驾驶室空调	(1) 宜人化环境问题的提出背景; (2) 宜人化环境研究目的和意义; (3) 工程机械驾驶室人机工程学应用; (4) 驾驶室通风; (5) 驾驶室空调
工程机械乘坐舒适性	(1) 了解座椅设计的人机关系; (2) 了解叉车座椅的人机工程设计	(1) 座椅设计的人机关系; (2) 叉车座椅的人机工程设计

导入案例

人机工程学对工程机械驾驶员座椅的设计指导

在对驾驶员的座椅进行设计时，首先应该考虑驾驶员的人体心理及生理特点和人体压力合理性的分布，在选择参数的过程中，需要对驾驶室内驾驶座椅的舒适性和操作灵活性之间的矛盾及舒适性和视觉效果之间的不协调等进行调节。



图 8.01　工程机械驾驶员座椅

(1) 驾驶座椅乘坐的姿势。驾驶座椅(图 8.01)的舒适程度与人体乘坐的姿势、生理特点有着紧密联系。人身的脊柱是支撑人体重量的关键，它的承受重量由上到下越来越大，腰曲变形最为严重。人体除了在站立时腰曲接近人体的生理弧形而产生的变形较小外，坐姿的不正确容易引发腰痛、腰酸等。因此，在对座椅进行设计时，应强迫驾驶员使用正确的坐姿，即将臀部向前移与靠背分离开，让肩部往后倾斜，使两条腿之间的夹角保持在 115°。并且让小腿向前伸，将大腿和小腿之间的夹角保持在 110°~115°。然而，对于工程机械的驾驶员来说，为了能有良好的视觉效果和灵活轻便的操作性，可以适当减小大腿与小腿之间的夹角，这样才会使驾驶员的上身接近直立位置，让胸部保持挺起的状态，而肩保持微垂的合理姿势。有时为了保证操作的灵活性和视野的开阔性，就要适当牺牲驾驶座椅的舒适性。

(2) 人体压力的分布。作用在驾驶座上的人体重量，要充分考虑到臀部的不同部位在感受到不适之前所能承受的压力，以及在靠背上的压力作用，做到分布合理，而不是平均区分。因此，从肩部和腰椎两方面来看，应该使压力由内向外逐渐降低。所以，在驾驶座椅的压力分布上应该是坐骨部分的压力最高，其次是自坐骨周围向臀部的外围部分逐渐降低，直到与坐垫前沿的大腿接触点趋于最低值；在驾驶座椅的靠背上体的压力分布，应为肩部和脊椎两部分的压力最大，即通过肩胛骨与腰椎之间的相互支撑，来保证腰曲弧形的正常和保护脊椎不易受伤。

(3) 驾驶座椅舒适度的标准。首先，驾驶室内的座椅尺寸要与人体的测量尺寸相一致；其次，工程机械的内部座椅应根据人的坐姿不同，设计成可以自由调节的合理方案，方便驾驶员根据不同的条件需求，来满足不同坐姿要求的舒适度；最后，在设计工程机械的驾驶座椅时，应该保证驾驶员随时保持舒适的坐姿能力，靠背的设计需求应根据腰部的支撑力，合理的设计结构尺寸，方便驾驶员在乘坐时腰椎可以正常弯曲。

(4) 工程机械座椅振动舒适性的设计。由于工程机械工作的环境比较恶劣，驾驶员在工程车作业时需要承受低频(2～8Hz)、高强度的机械振动。根据人机工程学原理，人体头部的共振频率为 2.30Hz，心脏约 5Hz，眼睛为 18～50Hz，臂与足为 4～8Hz，肩部为 2～6Hz，躯干约为 6Hz，人体总体的频率为 7.5Hz 左右，一般来说对应人体的敏感共振频率为 4～8Hz，所以一般工程机械座椅的共振频率应保持在 3.5Hz 以内。要保证共振频率在 3.5Hz 以内，座椅的下部应增加减振系统用于降低座椅的共振传递率。

对于减振系统中的设计，首先在选择减振弹簧时要选择合适的弹簧，降低减振系统的共振传递率。其次要选择合适的阻尼缸。在确定座椅的配置后再通过实验确定共振频率。

（5）工程机械座椅设计的重点。通过人机工程学对工程机械座椅进行合理的设计，它的可行性可以分为4个阶段：概念化人机阶段、具体化阶段、周详化阶段、检验校对阶段。概念化设计阶段是工程机械总体设计的理念和宗旨，是保证设计顺利进行的首要条件；具体化设计阶段，解决座椅的结构、外形、美观、材料等问题，并设定出基本的形状；周详化设计阶段的重点是对整体的外观和核心架构进行设计；检验校对阶段，是对产品的外观和座椅的造型及稳定性进行校对、检验，保证产品的质量和舒适度。

8.1 工程机械噪声控制

随着工程机械行业的迅速发展，对工程机械的要求已不再只是简单的作业效率和可靠性等指标。特别是国内工程机械产品对欧美地区出口量的逐年增长，社会发展和用户群对工程机械产品的舒适性和振动噪声控制的要求越来越严格。过高的噪声不但使驾驶员感到疲劳，对工程机械产品行驶安全性构成威胁，而且过大的机械噪声还将严重影响周围环境。1996年，中国颁布了GB 16710.1—1996《工程机械　噪声限值》。该标准规定了工程机械驾驶员位置处的噪声限值和机外辐射噪声声功率级与标定功率间的关系，如规定标定功率为130～160kW时的噪声声功率级不超过118dB(A)。该标准由2010年发布的GB 16710—2010《土方机械　噪声限值》替代。其他国家标准或行业标准也对工程机械产品的噪声进行了限定，如2005年颁布的GB/T 13328—2005《压路机通用要求》规定了压路机的噪声限值，见表8－1。

表8－1　压路机噪声限值　　［单位：dB(A)］

<table>
<tr><th colspan="2">项　目</th><th>驾驶员耳旁</th><th>距压路机中心两侧7.5m，距地面1.5m处</th></tr>
<tr><td rowspan="3">静碾压路机</td><td>光轮压路机</td><td rowspan="2">≤92</td><td rowspan="2">≤85</td></tr>
<tr><td>轮胎压路机</td></tr>
<tr><td>振荡压路机</td><td>≤94</td><td>≤88</td></tr>
<tr><td rowspan="4">振动压路机</td><td>自行式</td><td>≤94</td><td>≤88</td></tr>
<tr><td>拖式</td><td></td><td>≤90</td></tr>
<tr><td>手扶式</td><td>≤94</td><td>≤88</td></tr>
<tr><td>组合式</td><td>≤94</td><td>≤88</td></tr>
</table>

与中国相比，发达国家的标准规定更为严格。如2002年欧洲修订的标准噪声限值规定，发动机功率为154kW时噪声声功率级不得超过104dB(A)。国外对噪声研究较早，美国于20世纪70年代就开始了对车内噪声特性的研究。基于相关标准的严格规定，各发达国家对工程机械噪声控制开展了广泛研究，从采用低噪声发动机，到采用各种消声减振措施，形成了完全符合标准规定的产品。

国内对工程机械噪声控制的研究较晚，早期集中在对驾驶室的降噪研究上。随着行业的发展及各厂家产品质量的提升，整机噪声控制得到重视，相关科研院所及厂家对此开展了大量研究。

8.1.1 工程机械噪声源

工程机械噪声来源复杂，噪声源较多。控制噪声的关键是如何有效地准确识别主要噪声源，采取相应降噪措施。传统的噪声源识别方法主要有主观评价法、近场测量法、选择覆盖法等。近年来，由于信号测试分析技术的快速发展，一系列基于信号处理技术的噪声源识别技术极大地发展和应用，如频谱分析法、相干分析法、声强法、声功率法、声全息法和声学聚焦镜等。先进技术的应用取得了良好的降噪效果。

工程机械的结构比较复杂，相应的噪声源较多，主要有发动机、动力系统、机体振动、板件辐射和空气动力等。部分研究表明：发动机的燃烧噪声、进气和排气噪声、冷却风扇的噪声等是几个比较重要的噪声源，对整机噪声水平的影响较大。图 8.1 所示为某压路机采用声强法识别噪声源的检测结果。

图 8.1 中横坐标 25～40cm 处对应图 8.2 中驾驶室下方的发动机安装处，是噪声较大区域，其中坐标点(35，4) 附近的最高噪声值为 104dB(A)，该噪声域对应图 8.2 的排气消声器出口。

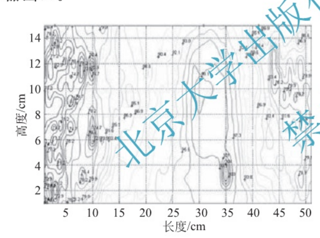


图 8.1 某压路机右侧面等声强线云图



图 8.2 某压路机右侧面测点布置实物

8.1.2 工程机械噪声传播途径

噪声传播的过程一般为噪声源→传播途径→受声者，对噪声的控制也可以采取相应措施，见表 8-2。

表 8-2 不同的噪声控制措施效果对比

处理对象	措施	特点
噪声源	改善声源，降低声能	降噪效果最好，投入最大、研究周期最长
传播途径	吸声、隔声，使噪声衰减	降噪效果较好，投入较大，研究周期不太长
受声者	声屏蔽	被迫选择

随着人们对工程机械噪声的认识加深，控制噪声的措施越来越多。

8.1.3 工程机械的噪声控制

1. 针对噪声源所采取的措施

发动机是工程机械的心脏，也是主要的噪声源。采用低油耗、低噪声的环保型发动机能大大降低对环境的影响，是工程机械发展的趋势。

一般而言，柴油机的噪声主要呈现为中、高频噪声，燃烧噪声和表面振动辐射噪声，它们是最重要的噪声来源。同时，油底壳也易产生板件辐射噪声，形成另一个重要的噪声源。

控制发动机噪声常采取以下措施：增加预喷射减少燃烧噪声；增加机体刚度减少机体的表面振动噪声；采用复合板油底壳，增加阻尼减少油底壳辐射噪声等。通过增加机体刚度来减少机体的表面振动噪声的常用方式主要有采用加强筋、外壁制成曲面、在机体与油底壳之间装加强板、阶梯式机架等；采取隔离振动和局部阻尼结合的方法可以减弱中、高频噪声。

2. 针对传播途径所采取的措施

(1) 采用密闭机罩。声源发出的噪声在媒介中传播时，其声压或声强将随着传播距离的增加而逐渐衰减。噪声声波在传播过程中经常会遇到障碍物，这时声波将从一种媒质(空气)入射到另一媒质中去。由于这两种媒质的声学性质不同，一部分声波从障碍物表面上反射回去，而另一部分声波则透射到障碍物里去。利用介质不同的特性阻抗可以达到减噪的目的。

在发动机安装部位或其他噪声源集中部位安装密闭机罩，可以切断噪声传播途径，降低噪声向外辐射的水平。安装密闭机罩时，要求在活动部位安装弹性密封条，以减少噪声泄漏，保证降噪效果。

(2) 机罩吸声材料。空气、玻璃、毛毯、泡沫塑料等物质都能吸收声波，称为吸声材料。当声波通过这些多孔性吸声材料时，由于材料本身的内摩擦和材料小孔中的空气与孔壁间的摩擦，使声波能量被吸收并衰减。这种吸声材料能有效地吸收入射到它上面的声能。为了加快噪声能全衰减，进一步降低噪声水平，部分机型采用机罩内部安装吸声材料的方案。

(3) 采用先进消声器。发动机排气噪声是工程机械整机重要噪声源之一，主要包括周期性噪声、冲击噪声、辐射噪声和气流摩擦噪声，主要由排气压力的脉动噪声、气流通过气门座时所发出的涡流噪声，由于边界层气流的扰动而产生的噪声及排气口处的喷流噪声所组成。采用高效消声器是降低发动机排气噪声的关键。

(4) 综合采取多种措施。工程机械的噪声控制涉及的因素较多，单一降噪措施一般效果不明显，综合采用多种措施，可大大降低整机噪声水平。如将发动机安装在密闭机罩里，其噪声向外衰减的能量大大降低；采用高效消声器，可进一步降低发动机排气噪声。

随着工程机械质量的全面提升，对工程机械噪声控制水平的要求日益严格。与国外产品相比，国内产品噪声控制水平仍有相当差距，部分产品噪声限值甚至超过国家标准。工程机械噪声来源复杂，采用低噪声发动机，并综合采用多种措施，才能保证较好的降噪效果。

8.2 工程机械驾驶室宜人化环境

8.2.1 宜人化环境问题的提出背景

工程机械是一种用于施工、建筑、起重、运输、挖掘等用途的机械，可以代替人力完成大量的重负荷工作，实现在较短的时间内完成平常需要大批人力的工作，是一种高效率的施工设备。作为一种人操纵使用的设备，其工作装置的设计、操作系统的布置、视野灯光的设计、工作平台与驾驶室的设计、空调系统的选用等，直接影响机械施工的效率、安全与经济性。

随着国内外对劳动者的职业健康系统(Occupation & Healthy System)的建立，对劳动者的工作环境与职业健康提出了更高的要求，人机工程学(Man-Machine Engineering)在职业健康与劳动保护方面的应用显得越来越重要。

目前，国际上的工程机械不仅在工作效率与使用可靠性上都达到了优良的性能，同时在发动机排放、噪声指标上都达到了较高的环保水平，实现了欧洲非公路机动车第二阶段(StageⅣ)和美北美非公路用车(Tier 4F)的排放法规的要求，而在驾驶室的设计、操纵杆的设计、控制旋钮的布置、手柄、座椅的布置上都充分考虑了人的因素，可见国外对人机工程在工程机械上的应用已经很成熟了，工程机械操作人员的工作舒适性就显得更加重要了。

中国是一个正在开发建设的发展中国家，大量的房地产、工厂、城市建设、桥梁、大坝等施工都需要大量的施工机械如装载机、挖掘机、自卸运输车等。工程机械厂家的竞争已从价格竞争发展到产品质量、使用效率、工作舒适性的竞争，因此，人机工程在工程机械上的应用自然成为各厂家的研究课题。

8.2.2 研究现状

目前在汽车的开发设计上已经成熟地应用了人机工程学的理论和方法，并遵照比较全面和规范的设计标准合理地进行设计工作，比如 SAE(美国汽车工程师学会标准)、ISO(国际标准化组织)、JIS(日本工业标准)及 GB(中国国家标准)都有关于轿车和载重卡车等机动车的有关操作空间、视野、仪表布置、驾驶员位置等比较全面的设计标准，给开发设计带来极大的方便，并大大提高了工作效率，并不断推动汽车技术的向前发展。

然而，在工程机械行业中，由于国际大公司的行业垄断与技术封锁，只有一些大型的公司(如美国卡特彼勒公司，英国 JCB，日本小松公司等)才对工程机械人机工程学项目进行研究，而且不对外发布其成果与标准。同时由于工程机械的社会保有量远远低于汽车的数量，人机工程在工程机械上的应用与发展远落后于汽车行业。其实，改善工作条件，提高工程机械操作者的舒适度，能够减少劳动者的疲劳损伤，减少机械的人为故障，保证操作者长时期的注意力，降低安全事故发生率，可以获得更大的工作效益。

国外一些先进工程机械甚至可以与一些普通轿车的操作舒适性能相媲美，比如英国的 JCB 公司的工程机械、美国的卡特彼勒公司的设备、日本小松机械公司的产品，其驾驶室内部的设计非常人性化，驾驶员视野和操作舒适度及室内温度、空气对流、噪声水平都达

到非常高的水平。这些国际著名公司每年的研究开发费用在其销售额的3%以上，远远高于国内国际有关研究高校的投入，这些就足以确保其在行业中的领先和垄断地位。

国外的新型工程机械不但达到了人机布置的科学性，还普遍采用全封闭式驾驶室，并且十分注意调节驾驶室内的温度、湿度和气流速度，不论在什么样的气候条件下作业，驾驶员在驾驶室内始终感到舒适。美国推荐的驾驶室内舒适的微小气候参数如下：空气温度为18～24℃，空气相对湿度为30%～70%，空气流速为0.1～0.3m/s，通风量为0.37～0.57m^3/min。

8.2.3 工程机械驾驶室人机工程学应用

1. 驾驶室概述

驾驶室作为工程车辆的重要组成部分，是工程车辆外观质量的重要体现，是驾驶员对车内装置进行操纵的控制室，因此驾驶室的布置和设计非常重要。从人机工程学的角度来讲驾驶室的功能如下。

(1) 防风、防尘和调节空气的基本功能。

(2) 座椅的舒适设计和视野的宽广。

(3) 方便、灵活的操作功能和检修方便。

(4) 减振、降噪和安全保护的功能。

(5) 有驾驶员足够的作业空间。

2. 驾驶室的基本构造和分类

在土建工程中可以见到各种类型的工程车辆，驾驶室的布置也不尽相同，目前比较常见的工程车辆驾驶室主要有以下几种。

第一类为如图8.3所示的弧线形结构的驾驶室，目前液压挖掘机和流动式起重机的驾驶室属于这种类型。

第二类为如图8.4所示梯形塔式结构的驾驶室，一些装载机和推土机的驾驶室属于这种类型。

第三类为一些平地机采用的倒梯形结构驾驶室。

最后一类为折线形驾驶室，部分液压挖掘机和汽车起重机的驾驶室属于这种类型。



图8.3 弧线形驾驶室



图8.4 梯形塔式驾驶室

除了上面介绍的分类方法，按照驾驶室的结构可以分为有骨架驾驶室和无骨架驾驶室。有骨架驾驶室是将冲压或折弯成型的各种钣金件与焊接好的骨架以焊接的形式组成的驾驶室。无骨架驾驶室中，整个驾驶室都是由冲压或折弯成型的各种钣金件焊接而成的。按照安装位置的不同驾驶室分为正置式和偏置式两种。按照驾驶室宽度尺寸的不同，分为正常尺寸的标准驾驶室和窄尺寸的驾驶室两类。

不论何种分类方式，从内部构造上讲，工程车辆驾驶室包括座椅、转向盘(有些驾驶室无转向盘)、操纵杆、脚踏板、仪表板等，这些部件的舒适性和安全性设计都应以人机工程为基础。驾驶室外部造型设计的基础是人体测量学的相关知识，人体受力情况的研究则是基于生物力学的相关知识进行的。工程车辆驾驶室的改善过程中考虑人机工程学相关内容，能使我国工程车辆驾驶室的设计不断完善和人性化。应用人机工程理论设计的驾驶室内部部件，不仅能满足部件功能上的要求，而且能够使驾驶员安全、高效、快速和准确的完成操作任务，使驾驶员不易产生疲劳，提高驾驶员的舒适性。

3. 人机工程学在工程车辆驾驶室中的应用

人机工程把人-机-环境系统的最佳匹配作为学科追求的重要目标，使处于不同条件下的人都能够高效、健康、安全、舒适地工作和生活，保证高质量运行的同时具有较高的工作效率，通过舒适性设计，减少或消除由于差错或误读而产生的安全事故。

对于工程车辆来讲，工作环境比较恶劣，驾驶员容易出现疲劳驾驶和安全事故，因此保证其安全性和驾驶员的舒适性是十分重要的。舒适指操作者对工作有满意感和舒适感，是对工作优化的最高要求，也是对产品设计的最高要求。所以研究的重点也在于通过应用人机工程的相关理论来提高驾驶员的舒适性。

从相关的国内文献可以看到有关人机工程在工程机械(如装载机、挖掘机)的驾驶室里得到了一定的应用，如操作的最小空间、操纵的舒适区和可及范围、人的视域与视距及人的出力和人承受噪声等。不过，这些都没有谈到人的百分位的问题，只是简单地说中等身材的情况和设计要求，因此这并不符合实际的人群身体要求，此外，目前工程机械设计主要参照 GB/T 21935—2008《土方机械　操纵的舒适区域与可及范围》进行设计，我国实施的成年人人体尺寸国家标准是 GB 10000—1988 是 1989 年 7 月才开始的，所以这个设计标准并不符合人体工程学(至少不符合中国人的身材)的要求，如果需要完整地符合人机工程的要求，还需要做很多工作。

国外先进驾驶室产品特征可以总结为如下几个方面：驾驶室的内外造型跟随时代的发展潮流，驾驶室设计的主要目标是满足驾驶员安全性和舒适性的需求。在整个产品的结构设计中具备如下的一些特点。

(1) 驾驶室的整体结构满足高强度的设计要求，能够很好地保证驾驶员的安全，驾驶室的安全性能指标甚至超过欧洲法规对安全性的要求。

(2) 驾驶室的外形设计研究中，在结合美学要求的前提下，重点引入空气动力学的知识，使工程车辆的外形更加完美。

(3) 驾驶室的内部布置充分考虑了人机工程学原理，很大程度上降低了驾驶员的劳动强度，提高了驾驶员的工作效率和安全性，提升了驾驶员的舒适性水平。

(4) 驾驶室采用完全空气弹簧的悬置系统，有效地隔绝了振动和噪声，提高了整个驾驶室的舒适性和平稳性。

人机工程学在我国的起步较晚，在工程车辆设计和布置方面主要是照搬轿车的布置和设计方法，但是由于工程车辆具有其本身的特点，与轿车在驾驶姿势及用途等方面都存在不同，因此一味地照搬轿车的布置方法必然存在不妥之处。虽然我国工程车辆设计中人机工程的应用和国外还有很大差距，但是我国一直致力于驾驶室舒适性的研究，所以也取得了不小的成绩。国内的一些工程车辆生产厂家在新产品中除了注重了外观造型设计的新颖别致，在驾驶室舒适性方面也有所提高。

人机工程学内容广泛，结合工程车辆自身的特点，工程车辆驾驶室的人机工程研究主要有以下几个方面的内容。

(1) 工程车辆驾驶员的生理和心理特性研究。应用人体测量学和心理学等知识对驾驶室内部部件进行设计研究，人体测量学和心理学是工程车辆内部布置的基础。

(2) 工程车辆驾驶室人机界面及匹配研究。人-机界面是人和机器信息交换的主要渠道，其设计的效果将直接影响到驾驶员读取信息的效率和准确度。显示器和控制器作为工程车辆最主要的人机界面，应用人因工程原理设计可以保证信息交换迅速、准确，从而实现人-机系统的最优化。

(3) 工程车辆驾驶室的安全和可靠性研究。保护驾驶员避免受到因作业引起的病痛、疾患、伤害和伤亡，设计安全防护装置是解决安全问题的有效措施。工程车辆总体设计时主要考虑的安全防护装置有翻车时用于保护驾驶员的安全装置和用于落物时保护驾驶员免于砸伤的装置。

(4) 工程车辆驾驶室内微气候的改善研究。任何人-机系统都要处于一定的环境之中，系统的功能也将受到周围环境的影响。工程车辆除了外部工作环境外，还包括工程车辆驾驶室的内部环境，称其为微气候。工程车辆驾驶室的微气候主要包括驾驶室内的颜色、照明、温度和湿度等因素。鉴于此，应根据人机工程学的理论对驾驶室的微气候进行系统的研究和探讨，保证驾驶室内的微气候满足驾驶员舒适性要求，从而减少驾驶员的作业疲劳。

8.2.4 驾驶室通风

工程机械使用中，由于工程机械发动机的排气、燃油蒸气和施工现场扬起的尘土都会进入驾驶室内，如果室内空气流通缓慢甚至不流通、过热或过冷等，容易造成驾驶员疲劳、头晕和恶心，尤其会干扰驾驶员的注意力和反应能力，存在间接的潜在危险，所以驾驶室内的通风设计问题不容忽视。现以矿用自卸车为例介绍工程机械驾驶室通风的设计思路。

1. 自卸车通风设计的基本思想

载重自卸车的驾驶室设计应满足以下基本要求：车内应具有足够的新鲜空气，并且空气流动均匀，室内的空气流速不应过大，无大的穿堂风和大涡流循环，驾驶员头上部允许有局部涡流，其水平位置的空气流速冬季(车内温度21～23℃)一般不大于0.15m/s，夏季(车内温度24～26℃)一般不大于0.5m/s。同时还应本着(头凉脚暖)的原则，保证头部气温比驾驶室内平均温度低2～4℃，腿以下部分应高出2～4℃，此外，室内气压要比车外稍高，防止风和灰尘从缝隙进入。显然满足这样的设计要求，只有通风系统设计的合理可行，才能源源不断的通过各种方式向室内输送新鲜空气，并把污浊空气排到室外。

2. 自然通风现状分析

该车驾驶室结构采用平头全金属封闭式，两侧设有车门，如图 8.5 所示。室内装有双向联动转向盘，以满足双向行驶功能。车上备有自然通风系统，主要依靠行车时相对运动所产生的气流压力差形成通风。自然通风系统的优点是不需要消耗能源，并且结构简单；缺点是通风不均匀，容易造成室内的穿堂风，靠进窗口或风口处风速很大。此外，自然通风的进风量取决于车速，而车速变化直接影响通风量，同时也会影响到气流流速的变化。一般情况下，气流流速达到 0.15m/s 时，使人感到空气清新而产生新鲜感。该车由于作业于碎石陡坡、蜿蜒山路中，为安全起见，车速往往很低，则气流流速低于 0.15m/s，故会使人感到燥热、沉闷、头晕。显然，要采取适当的措施来弥补车速低及气流流速很小的状况。

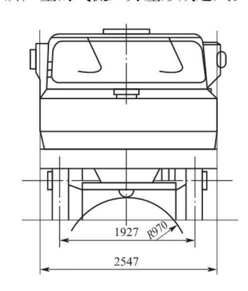


图 8.5　矿用自卸车驾驶室正面示意图

驾驶室内部气流包括两个方面：一是使发动机或制动器冷却的气流；二是室内通风的气流。就后者而言，它应以最有效的方式、最合适的入风口引外部气流入室，达到车内空气流动均匀，并且能在车速很低、气流流速又非常小的情况下满足室内新鲜气流循环要求。首先要分析驾驶室表面压强分布状态和气流流向动态，图 8.6 所示为根据该车外形结构绘制的表面压强分布特性及气流流向动态示意简图。

依据其压强系数

$$c_p=\frac{P-P_0}{\frac{\rho u^2}{2}} \tag{8-1}$$

式中，P，P_0分别为车身表面压力与标准大气压；u 为气流速度(m/s)；ρ 为空气密度(kg/m^3)。

3. 进风口位置设计问题

驾驶室表面压强分布示意图如图 8.6 所示。从有关资料中得知，驾驶室前围板上的正压力占车身总宽范围内压力的 70%～80%，而左右对称断面附近的压强系数 c_p＝0.35～0.60。从分布特性图(图 8.6)上看出，进风口应设在有较高的正压强系数的前围板上的正面，出风口应选在负压区域或正压极低的区域，即顶盖侧面和后风窗上、下端或车顶偏后处。该车驾驶室的进出风口的设计位置基本上在设计要求的范围内，然而，从查检和所作的气流流向动态图(图 8.6)中却发现平头上方的天窗出风开口偏前，位差较大，超出了最低负压区域，影响了气流流动，因此造成室内热、闷的现象。

4. 引起热闷现象的其他因素

此外，发动机这一热源散发出的热量造成室内闷热也是不可低估的因素。尽管车前部设置了散热器，这样能较好地利用汽车前部的气流达到散热效果，即冷却气流从前面罩的格栅、保险杠上部与格栅下部之间的间隙等处进入。由于保险杠下部气流最强，随着车速

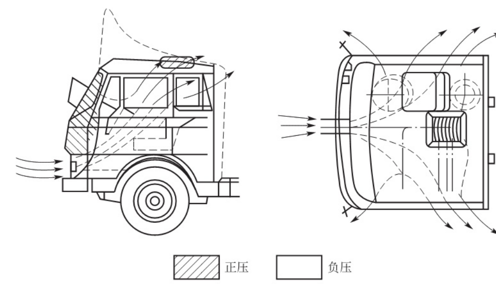


图 8.6　压强分布特性及气流流向动态示意图

提高，该处气流对发动机冷却起到较好效果。但也有相当一部分发动机的残余热量通过发动机罩、地板等缝隙侵入车内增加室温。另外，汽车顶盖也是一热源区(当然随季节所变)，夏季经阳光辐射车顶，温度将达到很高，而这种热源会通过导热系数很高的薄顶盖板传入车内。

查检中还发现，驾驶室局部(机罩与地板等接缝处)加工间隙尺寸控制不严。发动机罩体和顶盖采用一些常规的隔热措施，没有做特殊技术处理，如顶盖采用聚氨酯泡沫塑料作为隔热层，厚度达到 20mm，然而由于该材质密度小、韧性差，长时间作业后，车身振动易出现碎裂，影响隔热效果。

5. 解决方案

首先，考虑该自卸车的作业特点，多于崇山峻岭中修建道路施工现场工作，道路环境颠簸崎岖，行驶速度大部分时间在低速范围。由于工作环境所限，如无调头场地，需短运输、频繁装卸等，只好采用双向驾驶的方法，即踩下座椅转动踏板，使其转动 180°操作另一转向盘，完成装、卸料工作过程。也就是说，有时汽车的后方却成了行驶的前进方向，原来的出风口此时变成了进风口，这样，不仅要考虑到车速低，气流流速要相应提高及进、出风口设置到最佳位置，还要处理好进、出风口的换向问题，使自卸车无论在什么情况下作业，驾驶员都会感觉空气新鲜、微风习习。因此，从以下几个方面作出改进设计。

(1) 更改两处尺寸。将天窗出风口向后移动 100mm，使天窗阀口完全处在正压区，促使气流循环畅通，同时依据车身表面压强分布特性图，将其进风阀孔向上移动 50mm，避免风流直冲脚面袭来，并且与天窗阀出口遥相呼应，将涡流现象尽量减少到最低限度。

(2) 增设辅助通风装置。在整车局部改动量最小的前提下，增设了前、后辅助通风装置，加大通风力度。其安装位置设在前围板左右两侧对称(2057mm)立柱处。其目的在于弥补自然通风中车速低、气流流速小的缺憾，而安装在后围左右两侧的立柱处的两个通风装置，又解决了当自卸车以后方为前进方向时的进气问题。驾驶员按下开关按钮，打开通风阀门及侧窗即可贯入新鲜空气，通过车门三角小转窗形成空气循环流。考虑自卸车实际作业现状，为了防止灰尘的卷入，在原装置结构基础上又增加了一个辅助空气粗滤器，如图 8.7 所示。其工作原理：空气粗滤器 1 首先将空气中的较大尘粒粗滤掉，再经过空气细滤器 2 把尘埃和有害杂质过滤掉，清新的空气被风扇 3 吹进驾驶室，则室外气压比室内气

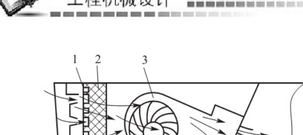


图 8.7 驾驶室的通风装置

1—空气粗滤器；2—空气细滤器；3—风扇

压升高 60～87Pa，从而达到室内空气能够流向室外的目的。

(3) 改用新型顶窗结构。顶窗原设计采用传统的钢板冲压和钢材加工制成，尽管其结构密封性好、启闭灵活、便于维修，但由于其表面精度差，易腐蚀、质量大、安全差，尤其是当驾驶员操纵另一转向盘行驶时，顶窗不能完成随机换向进风的问题，所以采用了如图 8.8(a)所示的顶窗结构，即车正方向行驶时为出风口，反方向行驶时为入风口［图 8.8(b)］，同时可充当安全出口应急使用［图 8.8(c)］。这种新型通风、安全顶窗材质选用高强度工程塑料制成，具有不锈蚀、不需油漆、安全隔热、隔寒、通风性能好、成本低及安装方便等优点。

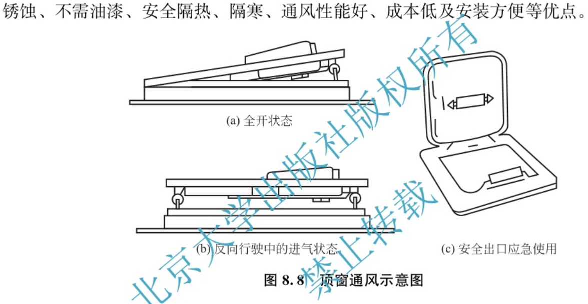


图 8.8 顶窗通风示意图

(4) 严格控制检查接缝处的间隙尺寸。为确保密封胶条安装牢靠，防止脱落。同时，对机罩、顶盖和内饰板的背面均加涂隔热漆胶及隔热垫，为了防止聚氨酯泡沫破碎，加设玻璃纤维，提高内衬结构强度。还增添了橡胶地板等，以此来抑制和削减发动机和顶盖热量侵入。

8.2.5 驾驶室空调

工程机械采暖一般采用空调与热风两种方式，由于工程机械采用的热风系统比较简单，本书不作介绍，读者如有兴趣，可参阅有关资料。现介绍工程机械一般采用的空调系统的工作原理、基本组成及设计方法。

1. 工程机械空调概述

1) 工程机械空调的功能

工程机械空调是工程机械空气调节的简称，即采用人工制冷和采暖的方法，调节工程机械驾驶室内的温度、湿度、气流速度、洁净度等参数指标，从而创造清新舒适的驾驶室内环境。调节驾驶室内温度是汽车空调的基本功能，多数工程机械空调只具有这种单一功能。

工程机械空调在冬季利用其采暖装置升高驾驶室室内的温度。中小型工程机械一般以

发动机冷却循环水作为暖风的热源，而大型工程机械则采用独立式加热器作为暖风的热源。在夏季，车内降温由制冷装置完成。

工程机械空调的第二个功能是调节驾驶室内的湿度，能对车内的湿度进行适量调节。它通过制冷装置冷却降温去除空气中的水分，再由采暖装置升温以降低空气的相对湿度。但在工程机械上目前还没有安装加湿装置，只能通过开车窗或通风设施，靠车外新风来调节。

工程机械空调的第三个功能是调节车室内的空气流速。空气的流速和方向对人体舒适性影响很大。夏季，气流速度稍大，有利于人体散热降温；但过大的风速直接吹到人体上也会使人感到不舒服。舒适的气流速度一般为0.25m/s左右。冬季，风速大了会影响人体保温，因而冬季采暖希望气流速度尽量小一些，一般为0.15～0.20m/s 。根据人体生理特点，头部对冷比较敏感，脚部对热比较敏感，因此，在布置空调出风口时，应让冷风吹到乘员头部，暖风吹到乘员脚部。

工程机械空调的第四个功能是过滤净化驾驶室内空气。由于驾驶室内空间小，乘员密度大，室内极易出现缺氧和二氧化碳浓度过高的情况；工程机械发动机废气中的一氧化碳和道路上的粉尘、野外有毒的花粉都容易进入车内，造成车内空气污浊，影响乘员的身体健康，因此必须要求汽车空调具有补充车外新鲜空气、过滤和净化车内空气的功能。一般工程机械空调装置都设有新风门、排风门、空气过滤装置和空气净化装置。

2）工程机械空调的特点

工程机械直接暴露在太阳下或风雪下，隔热措施困难；在行驶时有大量风沙、废气从各种缝隙钻入驾驶室内，造成室内的空气污染并增加热负荷；工程机械的行驶速度变化无常，难以保证稳定的空调工况等。所以工程机械空调的工作环境比房间空调器要恶劣得多。

由于工程机械这个“移动房间”的特殊工作环境，它与建筑空调有许多不同之处，具体表现在以下诸方面。

（1）在炎热的夏季，由于工程机械容积小，而且车窗占的面积比例相对较大，易受阳光直射，因此驾驶室内的温度很高。此外，驾驶室内的温度还受到地面热量反射、人体散热、发动机的辐射热及换气热的影响，因此工程机械空调的热负荷较大。

（2）工程机械空调制冷压缩机不能利用电力做动力，而要由工程机械发动机或专门的辅助发动机来驱动，因此对工程机械的其他性能(如工程机械的加速性能、爬坡性能、燃油经济性)均有一定的影响。

（3）在由发动机驱动时，工程机械空调的制冷性能与工程机械行驶速度有关。高速时，冷量就大；低速时，冷量就小。

（4）工程机械上空间紧凑，空调装置布置起来较困难，而且各种工程机械空调部件的通用性较差。

（5）工程机械驾驶室内乘员所占空间比例较大，加上座椅和其他机械装置的高低不平，直接影响了驾驶室内的风速分布和温度分布的均匀性，从而影响了人体的舒适性。

（6）冷凝压力偏高。对于工程机械，冷凝器一般置于发动机水箱前面，其散热效果受到发动机水箱辐射热，行驶速度、路面尘土污染的影响，尤其在工程机械怠速或爬坡时，不仅冷凝压力异常升高，而且影响发动机水箱的散热。即使装在工程机械车身侧面的冷凝器，冷却条件也不很理想。

(7) 制冷剂易泄漏。由于工程机械在颠簸不平的道路上快速移动，在颠簸不平的场地上作业，振动厉害，连接处容易松动；冷凝器易受飞石击伤或泥浆腐蚀，产生泄漏现象。

(8) 工程机械空调制冷系统中循环的制冷剂流量变化范围较大，给设计带来困难，对于非独立式的工程机械空调系统，由于工程机械发动机转速变化范围大，发动机转速的变化可从600r/min(怠速)变到3000r/min(高速)，压缩机转速与发动机转速成正比，因而压缩机转速也相应提高，这给制冷系统的流量控制、制冷量调节带来困难，使得工程机械空调系统的能量调节和控制较普通的建筑空调系统复杂。

由于工程机械空调自身的特点，工程机械空调应比一般房间空调具有更高的技术性能和工作可靠性，具体要求如下。

(1) 工程机械空调应保证在任何条件下，驾驶室内部都具有舒适的温度范围和气流平均速度。舒适的温度范围，冬季为16～20℃，夏季为20～28℃。舒适的湿度范围，冬季为55%～70%；夏季为60%～75%；舒适的气流平均速度，一般为0.25m/s。

(2) 工程机械空调的控制机构和操纵机构要灵活、方便、可靠。

(3) 工程机械空调的零部件要求可靠、体积小、质量轻、安装维修方便。

工程机械空调应具有快速制冷和快速采暖的能力。

工程机械空调冷气装置工作时，对工程机械发动机的动力消耗、燃油消耗、加速和爬坡性能的影响应尽可能小。

工程机械空调的结构布局要紧凑合理。零部件安装要有防振措施，保证工程机械空调在剧烈颠簸振动条件下能可靠地工作。

2. 工程机械空调的发展方向

当前，从市场需求方面看，工程机械空调装置应进一步降低成本，提高燃油经济性；从制造方面看，随着工程机械向大型化、高级化方向发展，需进一步提高工程机械空调各组成装置的紧凑性和效率；从驾驶员方面看，驾驶室内温度要合理分布，设备操作要简便，空调装置应向全季节型发展。

(1) 向全自动化方向发展。早期的工程机械空调系统，其进出风系统、冷气系统和暖气系统彼此间互相独立，因而它们的控制系统也自成一体，且工程机械空调都是手动控制，仅凭人的感觉来调节开关，因而温度、湿度及风量很难控制。近年来，随着电子计算机的普及并逐步应用到工程机械空调系统，使得空调系统的控制效果日趋完善，空调设备的性能也越来越高。运用这种空调系统能进行全天候的空气调节，集制冷、采暖、通风于一体，在人为设定的最佳温度、湿度及风量的情况下，该系统可根据驾驶室室内人员数量及其他情况的变化进行多挡位、多模式的微调，从而达到设定的最佳值，使驾驶室内始终保持舒适的人工气候环境。同时还可进行故障自动诊断和数字显示，缩短检修和准备时间。

(2) 提高舒适性。当前不少工程机械空调系统的制冷和采暖是各自独立的系统。每当梅雨季节，车窗玻璃上常常蒙上雾气，若要去掉雾气，必须起动冷气装置，但这样一来将会使车厢内太冷。为了克服此缺点，可开发一种全季节型的空调系统。此系统具有换气、采暖、除湿、制冷等多种功能，夏天由发动机驱动制冷系统，冬天由加热器制热采暖，过渡季节(如梅雨季节)则采用制冷与采暖混合吹出的温和风进行除湿，使车厢内换气情况达

到最佳状态。

（3）高效节能、小型轻量化。要进一步降低空调装置的质量和外形尺寸，必须提高各组成装置的结构紧凑性和效率。为此各国正致力于改进各部件的结构，完善各部件的制造工艺，改进空调装置的布局，提高空调装置的性能。

在压缩机方面，以往的空调系统多采用斜盘式压缩机，这种压缩机制冷能力相对较低，性能系数和容积效率也相对较小。为了提高压缩机性能，现已开发使用了制冷效率高的旋转式压缩机和三角转子压缩机，同时性能更为优越的涡旋式压缩机和变容量压缩机也在研究开发之中，且结构也越来越紧凑。在冷凝器和蒸发器方面，管片式换热器已逐渐被管带式换热器取代，而目前散热性能更佳、结构更为紧凑的平行流冷凝器和层叠式蒸发器又有取代管带式换热器的趋势。在制冷管路方面，进行优化设计使管路结构更为合理，并在管路上安装和装配防振橡胶块以防共振等。

（4）向环保型汽车空调发展。目前所使用的汽车空调制冷工质对大气臭氧层有一定的破坏作用，根据《蒙特利尔议定书》，2000年已开始禁止使用R12，因此世界各国都在积极地研制更适合于环境保护的新工质，目前一致公认R134a是工程机械空调R12的首选替代物。

8.3 工程机械乘坐舒适性

8.3.1 座椅设计的人机关系

1. 坐姿生理学

坐姿生理学是从人体生理学的角度来分析各种坐姿的舒适度，为座椅设计的舒适性提供理论依据。

（1）人体脊柱。人处于坐姿时，支撑人体的是脊柱、盆骨、腿和脚等。脊柱位于人体背部中间位置，由33块短圆柱状椎骨组成，包括7块颈椎、12块胸椎、5块腰椎和下方的5块骶骨及4块尾骨。由人的生理特点可知，人体上部的重量主要靠背部的脊柱支撑，越往下承担的重量越大，腰椎部分承受的重量最大，而腰椎还要承受因弯腰等活动时的腰曲变形所引起的拉伸变形与韧带受压，造成腰酸等不适的感觉。

最舒适的坐姿是人体的臀部离开靠背稍向前移，使肩部向后倾斜，使人体的重量主要集中于臀部的结节点，同时因上身略向后倾，将体重分移一部分到靠背，形成以腰椎为基准点的体压分布接触面，并且座高略低于小腿高，使大腿略向上倾斜，否则会造成腰部酸痛、疲劳等不适的感觉。

（2）腰曲弧线。图8.9所示为各种不同姿势下产

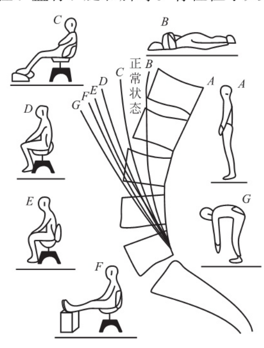


图8.9 不同姿势下的人体腰曲弧线

生的腰曲弧线，人体正常腰曲弧线是松弛状态下侧卧的曲线，如图中曲线 B 所示；躯干挺直坐姿和前弯曲时的腰弧曲线会使腰椎严重变形，如图中的曲线 F 和 G 所示；欲使坐姿能形成几乎正常的腰曲弧线，躯干与大腿之间必须有大于 90°的角度，且在腰部有所支承，如图中曲线 C 所示。由此可见，保证腰曲弧线的正常形状是获得舒适坐姿的关键。

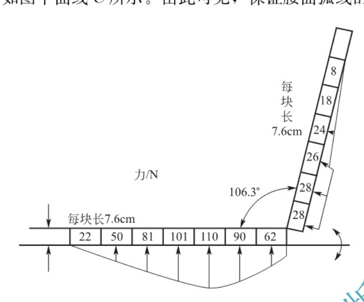


图 8.10　座椅各部分的受力合理分布图

2. 坐姿生物力学

(1) 体压分布。当人处于坐姿时，人体的重量在靠背和坐垫上的压力分布叫作人体坐姿的体压分布。人就座时，臀部骨盆上缘向后平移，坐骨向下，这时与座椅面接触最紧密的是坐骨隆起部分。坐姿时，身体重量的大部分经过臀部坐骨隆起部分及其附着的肌肉压在椅面上，而臀部其他部分受到的体重压力不大。图 8.10 所示为座椅各部分的受力合理分布图。

由图 8.10 可知，座椅受到的人体重量的压力并非均匀分布，由上面的人机工程学分析可知，在舒适坐姿下，身体重量是由肩部和臀部来共同支撑，因此应根据人体各部分所能承受的压力大小进行合理的分布。作用于坐垫上的体压在坐骨部分的压力为最大，到大腿时达到最小值。靠背上的体压分布依据两点支撑的要求，以肩胛骨和腰椎骨两个部位的压力为最大。

(2) 椎间盘受力分析。当坐姿腰曲弧线正常时，椎间盘上受到的力是均匀的，几乎没有推力作用于韧带，韧带正常没有拉伸，腰部不会产生不适感。但是，当人体向前倾的时候，椎骨间的距离发生变化，前端的间隙变小，后面的间隙增大，这时，前端因间隙变小而受挤压和摩擦，就产生了一个指向韧带的作用力，从而使腰部产生不适感。

综合来看，座椅要想达到舒适性的乘坐要求，必须满足两点基本要求：从坐姿生理学角度，应保证腰曲弧线的正常形状、提供肩靠和腰靠两点支撑；从坐姿生物力学角度，应保持合理的体压分布及舒适的驾驶姿势。

3. 用户人体尺寸

人体测量学作为人机工程学的重要内容，是涉及人体尺寸的各种产品设计的主要参考依据。这些测量数据要以系统的方法加以利用，在产品设计中系统地运用测量数据的过程如下。

(1) 首先要确定预期的使用对象。

(2) 确定涉及的人体尺寸变量，特别是重要的尺寸。

(3) 确定使用对象的百分位数。

(4) 在不同的情况下，对确定了的百分位值给予一定的修正值。

8.3.2　叉车座椅的人机工程设计

随着经济的发展和技术的进步，叉车的使用率不断提高，在满足性能要求的基础上，人们对叉车的舒适性要求也越来越高。叉车座椅是叉车驾驶室舒适性设计的一个重要部

分。叉车驾驶员的驾驶姿势直接影响到驾驶员的舒适和健康，关系到能否安全、高效、准确地驾驶。下面从舒适性和安全性方面对叉车座椅进行全面的设计研究。

1. 叉车座椅的作业环境分析

相对于其他工程车辆而言，叉车座椅由于其使用环境的特殊性，故在设计生产时，需要考虑其特殊性来进行专门的设计研究。一般来说，叉车座椅在设计时需要注意以下几点。

(1) 与其他工程车辆不同的是，叉车体积小、结构紧凑但仍要承载相同的重量，因此多数叉车的车架与桥体之间采用的都是全刚性悬架，这样叉车座椅就成了叉车设备中减少振动的重要部分。而叉车的工作环境一般都比较艰苦，所以叉车座椅的舒适性与安全性设计就显得特别重要。

(2) 由于叉车的工作环境艰苦，在行驶过程中难免会产生一定的振动，因此在叉车座椅造型设计时必须考虑到能够把驾驶员很好地约束在座椅范围之内，比如座椅椅面应有适当的倾角，坐垫和靠背应有一定的曲面等。

(3) 叉车驾驶员在工作时有30%左右的时间是在开倒车，需要经常回头观察路况，为了不影响驾驶员的回顾视野，对于没有安装回转装置的叉车座椅来说，靠背高度不宜过高，一般以肩胛骨高度的60%为准。由于靠背高度受到限制，不能给驾驶员提供正常的肩靠，因此叉车座椅的靠背支撑相对于其他工程车辆来说很不充分，这样就对腰靠提出了更高的要求。

2. 叉车座椅的设计要求

以人机工程学理论为出发点，结合叉车的作业环境，性能良好的叉车座椅应具备以下基本要求。

(1) 为驾驶员提供一个稳定舒适的坐姿，应满足人体舒适坐姿生理特性的要求。

(2) 减轻传给驾驶员身体的机械振动和冲击负荷，满足振动舒适性评价标准的要求。

(3) 将驾驶员置于有良好视野的位置，保证其能安全有效地完成各项操纵作业。

(4) 为驾驶员提供一个相对于各种操纵机构的合适位置，使其能方便地进行操作。

3. 叉车座椅的舒适性设计

(1) 座椅舒适性设计的意义。叉车属于物料搬运机械，在叉车作业时，仅依靠驾驶员的操作就能够实现装卸、堆垛、搬运等作业过程的机械化，不需要其他人员帮忙，这在无形中增加了叉车驾驶员的劳动强度。因此，叉车驾驶员比其他工程车辆的驾驶员更容易产生疲劳。

在分析叉车座椅的特殊性时已知，叉车座椅是叉车设备中减少振动的重要部分。设计合理的叉车座椅能够为驾驶员提供舒适、有效、安全的工作环境，因此对叉车座椅的舒适性进行设计研究是有非常有必要的。

(2) 座椅的舒适性分析。叉车座椅的舒适性包括静态舒适性、振动舒适性和操作舒适性3个方面。

静态舒适性是指座椅与人体的匹配关系能否为驾驶员提供舒适坐姿的条件及舒适度。静态舒适性所要研究和解决的主要问题是以人体舒适坐姿的要求为前提，结合人体测量数据，从而设计出舒适的座椅结构、尺寸及调整参数。

振动舒适性指座椅及其悬架系统等部件在隔离、吸收、缓和、衰减行驶中所产生的各种冲击和振动的能力，最终能否使传给驾驶员的振动强度在人体所能承受的振动舒适性界限之内，以及人体感受舒适的程度。振动舒适性所要研究和解决的问题，主要是座椅悬架



系统动态参数的优化设计，以及与车辆整体性能参数、人体特性参数之间的匹配。

操作舒适性是指驾驶员在车内进行正常操作时的舒适程度。操作舒适性所要研究和解决的问题，主要是车辆驾驶室-座椅-操纵装置-显示装置-车外视野的合理匹配。

(3) 座椅舒适性位置的确定。在进行座椅舒适性设计时，首先要确定座椅在叉车驾驶室中的位置，确定的位置必须要保证驾驶员在作业过程中各关节处于人体舒适角度范围内。在确定座椅位置时，人体 H 点(即跨点)是一个重要的参考点。

H 点是人体躯干与大腿的交接点，它被作为与坐姿舒适性相关的车身尺寸的基准点。驾驶员根据自身条件将座椅调整到舒适的位置后，H 点的水平移动量与垂直移动量之间的关系反映了座椅的前后移动量和垂直移动量之间的关系。合理地布置座椅位置，改善驾驶员与座椅之间的关系，对于给驾驶员一个舒适安全的作业环境起着重要作用。要保证人体坐姿舒适，首先要确保 H 点的舒适，所以要对 H 点的舒适范围进行研究。

目前普遍采用的 H 点的计算方法是 SAE J1517 给出的，这是菲利朴(Philippartal)采用回归公式推导出来，用于 7 个百分位的座椅位置计算公式。在实验中，让驾驶员选择合适的驾驶位置，记下位置参数，通过回归计算大量参数，得出用于 7 个百分位的适宜的座椅计算公式

$$\begin{cases} x_{975}=936.6+0.613879z-0.00186247z^2 \\ x_{95}=913.7+0.672316z-0.0019530z^2 \\ x_{90}=885.0+0.735374z-0.00201650z^2 \\ x_{50}=793.7+0.903387z-0.00225518z^2 \\ x_{10}=715.9+0.968793z-0.00228674z^2 \\ x_{5}=692.6+0.981427z-0.00226230z^2 \\ x_{25}=687.1+0.895336z-0.00210494z^2 \end{cases} \tag{8-2}$$

式中，x_i表示第 i 百分位驾驶员的 H 点与脚拇趾参考点后方之间的水平距离(mm)；z 表示 H 点与脚踏板踵点之间的距离(mm)。

式(8-2)可以作为评价座椅的位置和水平调整量、垂直调整量的一个参考，同时 SAE 标准将踝关节舒适角度规定为 87°，根据座椅 H 点高度和 x 之间的数学关系，给出一组舒适坐姿位置时的 H 点位置曲线。

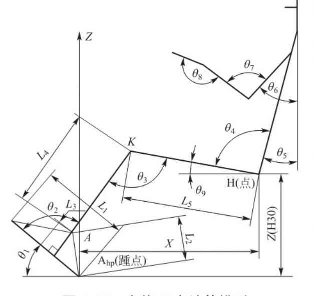


图 8.11 人体 H 点计算模型

但是，SAE 标准中的数据来源于欧洲人体测量数据，由这些数据得到的关系式不适合我国的人体测量数据，在计算叉车座椅 H 点时不能直接应用。

因此，要想准确地得到 H 点的舒适位置，必须根据中国人体测量数据，建立人体坐姿模型和数学模型，以人体各关节的舒适活动角度范围为约束，通过数据处理软件编写程序，绘制相应的座椅舒适区域，为叉车座椅的位置布置提供理论依据。

人体舒适坐姿时 H 点模型及人体各部分的尺寸如图 8.11 所示。人体关节舒适夹角范围见

表8－3。表8－4给出了用于H点计算的人体尺寸数据。

表8－3 人体关节舒适角度

相关舒适角度	取值范围	相关舒适角度	取值范围
加速踏板与叉车底板(θ_1)	40°～70°	上臂轴线与垂线(θ_6)	10°～45°
小腿轴线与加速踏板(θ_2)	85°～110°	上臂轴线与前臂轴线(θ_7)	80°～120°
大腿轴线与小腿轴线(θ_3)	95°～135°	前臂轴线与手中心线(θ_8)	170°～190°
躯干轴线与大腿轴线(θ_4)	90°～115°	大腿轴线与水平轴线(θ_9)	2°～12°
躯干轴线与垂直线(θ_5)	10°～37°		

表8－4 用于H点计算的人体尺寸数据 （单位：mm）

人体模型尺寸名称	女性5%	女性50%	男性50%	男性95%
踵点到足尖的距离(L_1)	193.5	204.2	215.0	225.0
踵关节到踵点的距离(L_2)	117.0	123.5	130.0	136.5
踵关节到加速踏板平面的距离(L_3)	90.0	95.0	100.0	105.0
小腿长度(L_4)	350.0	375.0	395.0	425.0
小腿长度(L_5)	350.0	373.0	406.0	433.0

(4) 舒适坐姿H点数学模型的建立。H点的坐标位置由图8.11中的X、Z表示，其中踵点为原点，由图8.11得到计算H点位置的表达式

$$\begin{cases} X=L_5\cos(\theta_9)+L_4\cos(180°-\theta_1-\theta_2)+L_3\cos(90°-\theta_1)-\sqrt{L_2^2-L_3^2}\cos(\theta_1) \\ Z=-L_5\sin(\theta_9)+L_4\sin(180°-\theta_1-\theta_2)+L_3\sin(90°-\theta_1)+\sqrt{L_2^2-L_3^2}\sin(\theta_1) \end{cases} \quad (8-3)$$

或者

$$\begin{cases} X'=L_5\cos(\theta_9)+L_4\sin(\theta_3+\theta_9-90°)+L_3\cos(90°-\theta_1)-\sqrt{L_2^2-L_3^2}\cos(\theta_1) \\ Z'=-L_5\sin(\theta_9)+L_4\cos(\theta_3+\theta_9-90°)+L_3\sin(90°-\theta_1)+\sqrt{L_2^2-L_3^2}\sin(\theta_1) \end{cases} \quad (8-4)$$

从式(8－3)和式(8－4)可以看出，H点的位置与人体舒适夹角θ_1、θ_2、θ_3、θ_9有关。也就是说，人体舒适夹角要同时满足式(8－3)和式(8－4)。又知$X=X'$，$Z=Z'$，所以可以得到

$$\theta_1+\theta_2=\theta_3+\theta_9 \quad (8-5)$$

式(8－5)为约束条件，由不等式$125°\leqslant\theta_1+\theta_2\leqslant180°$与$97°\leqslant\theta_3+\theta_4\leqslant167°$成立，可知

$$125°\leqslant\theta_1+\theta_2=\theta_3+\theta_4\leqslant167° \quad (8-6)$$

且θ_1、θ_2、θ_3、θ_9都在舒适角度范围内，根据式(8－3)或式(8－4)和式(8－5)，利用Matlab软件，可以求出任意舒适坐姿的H点位置。

(5) H点区域范围的求解。根据上面的数学模型，利用Matlab软件进行求解，从而算出任意舒适坐姿H点位置的区域范围。其主要作用就是求出在舒适坐姿下H点的最前端点和最后端点，从而得到座椅的水平移动量；求出H点的最高端点和最低端点，从而得到座椅的垂直移动量；算出H点的区域范围。

(6) 座椅的静态舒适性设计。前面已经分析过，叉车座椅要想达到舒适性的乘坐要

求，必须满足两点基本要求。此外，根据人体测量数据对座椅各部分的结构尺寸进行设计研究也是影响静态舒适性的一个重要因素。

(7) 座椅参数的设计原则。驾驶姿势下人体尺寸是叉车座椅几何尺寸确定的基准，以下是基于人机工程学理论的有关参数设计原则。

座高：地面至就座者座面上坐骨支撑处的高度。合适的座高应使大腿基本水平，小腿垂直放在地面上，使小腿重量获得支承，腘窝不受压，臀部边缘和腘窝后部的大腿在椅面获得支撑。如果椅面过高，则小腿不能在地面获得充分支承，大腿与椅面前缘间的压力太大，影响血液流通，而且上下腿和背部肌肉都会紧张。同样，椅面过低会使背部肌肉紧张，久而久之会产生背痛。座高主要取决于小腿加足高的高度。

座深：座面的前后距离。座深应使臀部得到全部的支撑，同时要求座面的前沿不过分伸出，以防止挤压小腿，而且座面前沿应离开小腿一定的距离，以保证小腿的灵活性。为适应绝大多数叉车驾驶员，座深应按照较小百分位来设计，这样个子矮小者坐着舒适，身材高大者小腿得到稳定的支持，也不会引起大腿部分的压力疲劳。座面要平滑平整，前缘不应有棱角，最好有与臀部形态相适应的凹槽，而且一般都要加弹性坐垫。

座宽：应满足臀部就座时所需要的尺寸，使人能自如地调整坐姿。座宽的参考尺寸是臀宽，但其值应大于臀宽，但也不应太大，否则肘部会产生向两边伸展来寻求支撑的趋势，易引起肩部疲劳。通常以女性臀宽的 P_{95} 值进行设计，以满足最宽人体的需要。另外座宽还受到车宽的限制。

椅面倾角：椅面与水平面所夹的角度。对驾驶座椅的椅面倾角，一般以向后倾斜 3°左右为宜。座椅有一定的后倾角有两个好处：一是可使坐者腰背自然地靠在座椅靠背上，减少疲劳；二是可以防止坐者向后倾靠时臀部向前滑动，这对于经常处于振动环境中的驾驶座椅非常重要。

靠背：作用是保持驾驶员的脊柱处于正常的自然状态，增加座椅的舒适性。如果夹角太小，会导致腹部受压迫，给人一种不舒服的感觉。由于叉车使用的环境比较恶劣，噪声大，驾驶员在作业时必须集中精神以免事故的发生。而夹角太大就会使人放松警惕，这样容易造成事故的发生，所以靠背与椅面的夹角也不宜太大，一般取 95°～105°。靠背上沿不能太高，如果太高的话就会影响驾驶员转身观察时的视线，高度应限制在肩胛高度的60%左右。

椅垫：坐垫的软硬要合适，坐垫太硬就起不到缓冲的作用，太软就会使身体陷进去，得不到应有的支持，导致坐姿不稳，而身体为了维持一定的姿势，就会使肌肉紧张起来，很快就会产生疲劳。在选择椅垫材料时，应该考虑它的散热能力和吸潮能力，以及防止滑动的能力等。此外，座椅的结构材料和装饰材料应该耐用、阻燃、无毒，要使用柔软、透气性好的材料来制造。



综合习题

1. 填空题

(1) 工程机械的噪声源主要有________、________、________、________和________等。

(2) 发动机的噪声源主要有__________、__________、__________等。

(3) 控制发动机噪声常采取的措施有__________，__________，__________等。

(4) 工程机械空调的发展方向有____________、____________、____________、____________等。

2. 简答题

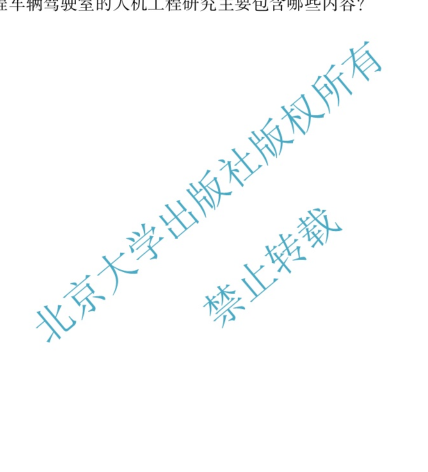
(1) 控制发动机噪声可以采取哪些措施?

(2) 针对工程机械噪声传播途径可采取哪些控制措施?

(3) 从人机工程学的角度来讲驾驶室应具有哪些功能?

(4) 工程机械运用人机工程学进行驾驶室结构设计，应考虑哪些特点与要求?

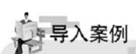
(5) 工程车辆驾驶室的人机工程研究主要包含哪些内容?



第9章 计算机技术在工程机械设计中的应用

本章教学要点

知识要点	掌握程度	相关知识
CAD/CAE概念	了解CAD/CAE概念	CAD/CAE概念
常用CAD/CAE软件介绍	(1) 了解CATIA软件主要特点、主要功能模块； (2) 了解Pro/ENGINEER软件主要特点、主要功能模块； (3) 了解I-DEAS软件主要特点、主要功能模块； (4) 了解UGⅡ软件主要特点、主要功能模块； (5) 了解虚拟样机技术及ADAMS软件主要特点	(1) CATIA软件； (2) Pro/ENGINEER软件； (3) I-DEAS软件； (4) UGⅡ软件； (5) 虚拟样机技术与ADAMS软件
CAD/CAE技术在现代设计中的发展	熟悉CAD/CAE技术在现代工程机械设计中的发展特点和趋势	CAD/CAE技术在现代设计中的发展特点和趋势



导入案例

有限元动态分析在工程机械设计中的运用

挖掘机工作装置的传统设计中多采用静力计算确定工作装置的受力，依靠安全系数的选取保证其强度可靠性，未能充分考虑其动态载荷及冲击与振动问题。通过对某挖掘机挖掘砂土和砂石时，在某一稳定挖掘过程中的斗杆的应变自相关分析表明，自相关函数不收敛，也不按周期变化，而是在平衡位置上下做近于周期振荡，从而说明挖掘机作业过程中，工作装置处于振动之中，且其振动为复杂周期振动的合成。实验表明工作装置斗杆的振动来自于外载荷的激励，与工作装置动态特性及液压系统闭锁时的振动特性有关。在挖掘机设计时，应避免结构的固有频率与外载荷的激振频率接近，以防止共振发生。

挖掘机工作装置一般为由动臂、斗杆和铲斗组成的一个空间开链杆件系统，在液压缸的驱动下工作。为了实现等强度设计及对危险截面和应力集中部位的加强作用，一般将动臂和斗杆设计成不规则箱形焊接结构。由于这种不对称性及各部件间的耦合作用，不宜采用解析方法得到结构上任意一点的应力、应变和位移，用有限元法却相对容易实现。

利用有限元多种单元类型，针对挖掘机工作装置各部件特点，实现对工作装置系统建模(图 9.01)，可分析得出系统耦合的各阶谐调频率和各阶模态振型，动力响应各时刻，工作装置各部件变形、位移和应力的变化规律，为更深入细致地研究挖掘机工作装置的力学特性及动态设计提供理论依据。

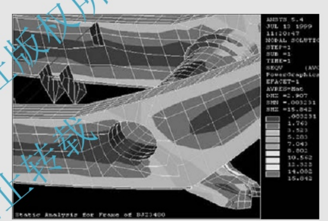


图 9.01 有限元动态分析

机械设计是机械工程的重要组成部分，是机器生产的前提，同时也是决定机械性能的最主要因素。机械设计的所有步骤几乎都需要计算机的帮助。图形的编辑、修改，大量数据的计算和比较，对零部件动力、强度等方面的精确测试，都需要相应的计算机软件的支持。除了这些烦琐的工作可由计算机替代外，设计者还可以利用计算机进行虚拟样机的构建，也就是根据图纸，在计算机上制造一个模拟样机，对它的工作性能、受力情况、强度等各方面进行验证，根据出现的状况修改原设计，从而达到完善的程度。随着计算机技术的发展，计算机正在越来越广泛地应用于机械设计的各个方面及各种各样的机械设计中，它在提高机械设计的质量和转化为实际制造的效率方面，发挥着重要作用。计算机辅助设计(CAD)便是伴随着计算机技术的发展而出现并广泛应用于多种学科的一种方法。

9.1 CAD/CAE 概念

CAD(Computer Aided Design)是指使用计算机系统进行设计的全过程，包括资料检

索、方案构思、零件造型、工程分析、工程制图、文档编制等。而 CAE(Computer Aided Engineering)是以现代计算力学为基础，以计算机仿真为手段的工程分析技术，是实现产品优化设计的主要支撑模块。CAE 应属于广义 CAD 的重要组成部分。在设计的各个阶段计算机都能发挥它的辅助作用，因此 CAD 概念一产生，就成为一门新兴的学科，引起了工程界的关注和支持，迅速得到发展并日益地完善起来。

20 世纪 60 年代初，美国麻省理工学院开发了名为 Sketchpad 的计算机交互图形处理系统，并描述了人机对话设计和制造的全过程，这就是 CAD/CAM 的雏形，形成了最初的 CAD 概念：科学计算、绘图。随着计算机软、硬件的发展，计算机应用于设计过程中，形成了 CAD 系统，同时给 CAD 概念加入了新的含义，逐步形成了当今应用十分广泛的 CAD/CAE/CAM 集成的 CAD 系统。从 CAD 概念产生至今，CAD 经历了多个发展时期。

从 20 世纪 60 年代初到 70 年代中期，CAD 从封闭的专用系统走向商品化，主要技术特点是二维、三维线框造型，只能表达基本的几何信息，不能表达几何数据间的拓扑关系，需配备大型计算机系统，费用昂贵。这段时期有代表性的产品是美国通用汽车公司的 DAC-1，洛克希德公司的 CADAM 系统。CAD 开始进入应用阶段。

20 世纪 70 年代后期，由于微电子技术的迅猛发展，集成电路的问世，CAD 系统价格下降，CAD 系统进入了发展时期。当时正值飞机和汽车工业蓬勃发展时期，飞机和汽车制造中遇到了大量的自由曲面问题，法国达索飞机制造公司率先开发出以表面模型为特点的自由曲面建模方法，推出了三维曲面造型系统 CATIA，采用多截面视图、特征纬线的方式来近似表达自由曲面。该阶段的主要技术特点是自由曲面造型。自由曲面造型系统为人类带来了第一次 CAD 技术革命。一些国家也相继开发了 CAD 软件，如美国洛克希德公司的 CADAM、美国通用电气公司的 CALMA、美国波音公司的 CV、美国国家航空及宇宙局(NASA)支持开发的 I-DEAS、美国麦道公司开发的 UG 等。

20 世纪 80 年代初，由于计算机技术的大跨步前进，CAE、CAM 技术也开始有了较大发展。由于表面模型技术只能表达形体的表面信息，很难精确表达零件的其他属性，如质量、质心、惯性矩等。SDRC 公司首次开发了基于实体造型技术的 CAD/CAE 软件 I-DEAS。由于实体造型技术能够精确表达零件的全部属性，在理论上有助于统一 CAD/CAE/CAM 的模型表达，因而称为 CAD 发展史上的第二次技术革命。但由于受当时的计算机硬件条件限制，难以满足实体造型技术所带来的庞大计算量的需求，使其实体造型技术没能在整个行业中全面推广开来。

20 世纪 80 年代中期，CV 公司提出了参数化实体造型方法，其特点是：基于特征，全尺寸约束、全数据相关、尺寸驱动设计修改等。该公司策划参数化技术的这部分人成立了一个参数技术公司(Parametric Technology Corp oration，PTC)，开始研制 Pro/ENGINEER 的参数化软件。进入 90 年代，PTC 在 CAD 市场份额中名列前茅。参数化技术的应用导致了 CAD 发展史上的第三次革命。

20 世纪 90 年代初期，SDRC 公司鉴于参数化技术存在的不足，如“全尺寸约束”的硬性规定就制约了设计者创造力及想象力的发挥。为此，SDRC 的开发者提出了一项比参数化技术更为先进的实体造型技术——变量化技术，推出了全新体系的 I-DEAS Master Series 软件，推动了 CAD 技术发展的第四次技术革命。

9.2 常用 CAD/CAE 软件介绍

经过多年的发展，常用的 CAD/CAE 软件系统已经很多，现在分别介绍一些比较著名的 CAD/CAE 软件。

1. CATIA

CATIA(Computer Aided Three-dimensional Interface Application)是法国达索飞机公司的子公司达索系统公司与 IBM 合作开发的 CAD/CAE/CAM 软件系统。它是一个先进的自动化设计、制造与工程分析软件，主要用于机械制造、工程设计和电子行业。

CATIA 主要特点：软件能根据工业生产的工艺要求，给用户提供从概念设计、风格设计、详细设计、工程分析、设备及系统工程、制造乃至应用软件开发等面向过程的设计思想和解决对策。

CATIA 产品功能模块：三维设计、实体几何、高级曲面、图纸绘制、影像设计、建库、数控铣削、数控车削、导管安装与管子成型、机器人、建筑设计和设备布置、结构设计和钢结构件、原理图、运动学、有限元分析、接口模块、交互式图形接口、服务管理访问等。

CATIA 二次开发接口：几何接口、用户接口、图形交互接口、工业标准数据转换、数据双向转换接口等。

2. Pro/ENGINEER

Pro/ENGINEER 是美国 PTC 公司开发的一套机械设计自动化软件系统，是新一代 CAD/CAE/CAM 软件，实现了产品零件或组件从概念设计到制造全过程设计的自动化，提供了以参数化为基础，基于特征的实体造型技术，主要用于汽车及运输机械、宇宙和飞机制造、电子及计算机设备行业及其他行业。

Pro/ENGINEER 主要特点：将产品整个设计与生产全过程集合为一体的新一代自动化机械设计(MDA)软件，其核心技术是采用参数化和特征化的实体模型系统，具有独特的功能结合能力。系统建立在统一的富有关联性的数据库基础之上，任何一处更改，都会引起其他地方相应地自动修改，提供了工程的“完整关联性”。

Pro/ENGINEER 产品功能模块：基本模块、曲面造型、特征定义、装配设计、组件设计、工程制图、图标设计、电缆设计、电缆制造、模具设计、钣金设计、有限元网络、加工编辑、数据校核、标准件库、数据管理、报表生成、读图等。

Pro/ENGINEER 二次开发接口：用户接口有 Pro/DEVELOP，为用户开发工具提供 C 语言编程的数据库；有 Pro/LANGVGE，对菜单和辅助说明信息提供语言翻译功能；有 Pro/PLOT，提供符合工业标准的输入、输出设备接口；工业标准数据转换接口及其他接口是 Pro/INTERPACE，是一个完整的工业标准数据转换系统。

3. I-DEAS

I-DEAS 是 SDRC(Structural Dynamics Research Corporation)开发的产品，其 I-DEAS Master Series 为 I-DEAS 的所有应用模块提供精确的并行数据资源。I-DEAS 具

有非常直观的用户界面，同时保持与老版本的良好兼用性。它是一个适用于工业工程部门的具有设计、制图、工程分析、塑料模、数控编程和测试集成功能的综合机械设计自动化软件系统。I-DEAS 主要应用于汽车、摩托车制造业，机械产品的设计、分析和制造，仪器仪表、塑料产品的设计、分析和制造。

I-DEAS 主要特点：I-DEAS Master 具有 70 多个紧密集成的模块，使设计、制图、仿真测试到制造的整个机械产品开发过程实现自动化，具有在产品初始设计阶段对产品的性能进行实际模拟的能力，从而可以优化产品性能和工艺性；以实体模型为基础，具有先进的图形功能和基于人工智能技术的“动态引导器”；用户界面采用变量设计和开放性结构，集成用户内部的应用程序，以实现模块之间的并行关联；采用工程关系数据库将 I-DEAS 的几何元素分析数据传输到其他运用程序，I-DEAS 具有很强的工程分析和工程测试能力。

I-DEAS 产品功能模块：Master 造型器和装配设计、钣金件设计、机构设计、公差分析、电缆设计、绘图符号库、查询及标记、标准件库和模型库、多坐标数控编程、数据通用后置处理、后置程序编写器和线切割电火花加工、高级有限元模型建立、线性模型解算、非线性模型解算优化、梁造型、叠层复合材料、系统动态分析、模型响应和复杂热场分析、公共测试特征与功能、信号处理基础、标准后处理、高级后处理、标准测量、时序追踪、测试数据显示、疲劳寿命分析、结构修改、相关性分析、塑料模具分析、波动分析、冷却分析、收缩及翘曲分析、熔合缝探测分析和热固性塑料注塑成型、材料数据管理系统、项目组数据管理、数据管理控制系统和文档管理等。

I-DEAS 二次开发接口：包括几何接口、用户接口、工业标准接口及其他 CAD 系统的接口。其中几何接口是 PEARL 关系型数据库，用户利用 PEARL 将 I-DEAS 的几何元素、分析数据和测试数据传输到其他应用程序或者其他公司的 CAD/CAE/CAM 系统和分析软件。

4. UGⅡ

UGⅡ(UNIGRAPICSⅡ)是 EDS 公司的产品，是一个集 CAD、CAE 和 CAM 为一体的计算机辅助设计系统，适用于航空航天飞行器、汽车、通用机械及模具的设计、分析和制造。

UGⅡ主要特点：提供特征化、参数化和变量化的概念设计；采用非均匀 B 样条作为曲面造型的数学基础；采用区别于多面体的曲面实体造型，使线框模型、曲面造型和实体模型融为一体；提供可以独立运行的面向对象的集成管理数据库系统，使 CAD、CAE 和 CAM 各部分都能够自由切换；具有良好的二次开发接口和工具。

UGⅡ产品功能模块：概念设计、基本设计绘图、细节绘图、实体模型、高级曲面造型、组合件及部件、图形有限元模型、塑料流动、图形交互式语言、平面铣削、型腔铣削、车削加工、钣金成型、下料排样、冲压/激光、综合仿真、工程数据库、计算机辅助工艺过程设计。

UGⅡ二次开发接口：用户接口及开发工具，GRLP 把 UGⅡ的图形功能与高级语言的计算功能相结合；Parasolid 与 UG 集成的三维实体模型建模的子程序为用户设计新产品和复杂曲面几何的实体建模提供进一步开发工具；User Punction 提供 UG 和其他软件系统接口的软件库，允许用户增加功能，存取 UG 数据库，并将其他用户写的程序连接到 UG，工业标准数据转换接口；LGES 双向接口，还有与其他 CAD 系统的数据交换接口。

5. 虚拟样机技术

虚拟样机技术(Virtual Prototyping，VP)是一种崭新的产品开发方法，是一种基于产品的计算机仿真模型的数字化设计方法。这些数字模型即虚拟样机，它从视觉、听觉、触觉及功能和行为上模拟真实产品。它利用虚拟样机代替物理样机对产品进行创新设计、测试和评估。虚拟样机技术是在CAX(如CAD、CAM、CAE等)/DFX(如DFA、DFM等)技术基础上的发展。它进一步融合信息技术、先进制造技术和先进仿真技术，将这些技术应用于复杂系统全生命周期、全系统，并对它们进行综合管理，从系统的层面来分析复杂系统，支持“由上至下”的复杂系统开发模式。其核心是工程设计技术、建模/仿真技术和VR/可视化技术这三类技术的集成技术。

虚拟样机技术本质上是一种基于计算机仿真模型的产品数字化设计方法，在分布或异构的环境下，以多学科设计和模型仿真分析为核心，由各种应用工具和支撑平台组成的VP协同设计与仿真集成环境，将不同工程领域的开发模型结合在一起，在产品设计阶段替代物理样机对产品的性能、行为进行设计优化、性能测试和仿真评估。这对于启迪设计创新、改进设计质量、缩短开发周期、降低产品成本具有重要意义。

虚拟样机技术与传统的基于物理样机的产品设计技术相比具有如下特点。

(1) 具有直观性。可以全面准确地表达产品设计方案。

(2) 具有虚拟性。基于计算机辅助工具的支持，使得建模、修改、仿真、评估的过程更加方便，而且可以完成很多传统方法很难实现或代价很大的仿真，在减少甚至取消物理样机的情况下就可获得最优方案，缩短了研发周期、提高了产品质量、节约了成本。

(3) 强调系统的观点。可以在系统层次上对产品的外观、功能和在特定环境下的行为进行分析和模拟，预测产品在真实工况下的特征及响应，确定影响性能的关键参数。

(4) 支持并行工程，可应用于产品开发的全生命周期，支持产品的全方位测试、分析与评估，并随着产品生命周期的演进而不断丰富和完善。

(5) 支持不同学科领域间的虚拟化协同设计。

可以预见，融合先进建模/仿真技术、现代信息技术、先进设计制造技术和现代管理技术的工程机械虚拟样机技术必将按系统工程的理论方法朝着工程机械虚拟样机工程的方向发展。

6. ADAMS

基于虚拟样机技术的商业软件ADAMS，即机械系统动力学自动分析(Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems)。该软件是美国MDI公司开发的虚拟样机分析软件。目前，ADAMS已经被全世界各行各业的数百家主要制造商采用。

ADAMS使用交互式图形环境和零件库、约束库、力库，创建完全参数化的机械系统几何模型，其求解器采用多刚体系统动力学理论中的拉格郎日方程方法，建立系统动力学方程，对虚拟机械系统进行静力学、运动学和动力学分析，输出位移、速度、加速度和反作用力曲线。ADAMS的仿真可用于预测机械系统的性能、运动范围、碰撞检测、峰值载荷及计算有限元的输入载荷等。

虚拟样机技术在一些发达国家，如美国、德国、日本等已得到广泛的应用，应用领域从汽车制造业、工程机械、航空航天业、造船业、机械电子工业、国防工业、通用机械到人机工程学、生物力学、医学及工程咨询等很多方面。

ADAMS 由基本模块、扩展模块、接口模块、专业领域模块及工具箱 5 类模块组成。

ADAMS 产品功能模块：基本模块——用户界面、求解器和后处理；扩展模块——液压系统、振动分析、线性化分析、高速动画、试验设计与分析、耐久性分析和数字化装配回放；专业领域模块——轿车、悬架设计软件包、概念化悬架、驾驶员、动力传动系统、轮胎、柔性环轮胎、柔性体生成器、经验动力学、发动机设计、配气机构、正时链、附件驱动、铁路车辆和 FORD 汽车公司专用汽车。

二次开发接口：柔性分析、控制、图形接口、CATIT 专业接口和 Pro/E 接口。

9.3 CAD/CAE 技术在现代设计中的发展

目前，CAD/CAE 的关键技术已经相继得到解决，CAD/CAE 技术已经相当成熟，CAD/CAE 技术正朝着集成化、智能化、网络化快速发展着。今后 CAD/CAE 技术在现代设计中的发展特点和趋势主要体现在以下几个方面。

1. 面向并行工程(CE)

集成化产品开发过程(IPD)是并行工程的核心，CE 和 IPD 是不可分割的。作为产品开发手段和工具，CAD/CAE/CAM 集成系统，应从全局优化的角度出发，能对产品设计进行管理和控制，并能对已存在的产品设计进行改进和提高。

2. 面向生产过程的多功能的高度集成

多种功能的集成以满足工程应用的要求是对 CAD/CAE/CAM 软件系统的普遍要求，一个成熟的 CAD/CAE/CAM 集成系统，不仅应具备造型、分析、装配、数控加工代码生成的功能，还应能够生成和管理产品信息，实现诸如图样有序管理，在装配过程中进行干涉检验，生成物料清单(BOM)等功能，实现与工程数据库相连，以便能够容易的与产品信息(PI)等信息系统相接。这些功能的实现，要求系统必须具有先进的产品定义模型。

3. 支持面向对象的工程数据库

从 CIMS 的角度来看，CAD/CAE/CAM 系统的信息最终应当统一到 CIMS 的信息集成系统中，并为 CIMS 集成系统的其他部分提供信息；另外，在 CIMS 环境下，CAD/CAE/CAM 系统的数据模型是多样和复杂的。因此，具有唯一性、一致性和可操作性的面向工程数据库应是 CAD/CAE/CAM 系统工程数据库的发展方向和特点。

4. 参数化设计

不论从 CAD/CAE/CAM 系统的发展还是从工程应用的角度来看，参数化技术已经成为 CAD/CAE/CAM 系统的一个主流和不可缺少的功能。目前参数化技术的工程应用主要有 3 种方式：一是对尺寸全面参数化处理(Parametrics)；二是只在设计后期对关键尺寸进行参数化处理(Variational)；三是上述两种方法的综合(Hybrid)。总之，参数化已成为重要和必不可少的设计手段和工具。

5. 多种工业标准数据接口和具有二次开发的能力

多年来，开放性系统的诸多优越性已经得到实践证明，要实现把 CAD/CAE/CAM 集

成系统产生的工程信息传递给信息管理系统、加工单元等，工业标准的数据接口是必不可少的。这方面的工作正为越来越多的CAD/CAE/CAM软件生产商所重视。另一方面，要实现CAD/CAE/CAM系统应用的本地化，二次开发能力也是CAD/CAE/CAM系统所必须具备的。作为成熟的CAD/CAE/CAM软件平台，应具备CASE开发项目、用户界面开发工具和功能开发工具库或类似的二次开发功能。

6. 智能化技术

通过多年的实践探索，人们认识到不能只把着眼点放在模块和全功能的实现上。在CAD/CAE/CAM系统中，在模块中应用智能化技术往往能够收到良好的效果。例如，为用户提供规则表达设计模型，对产品设计进行优化等。

7. 现代CAD技术

现代CAD技术是指在复杂大系统环境下，用于支持产品自动设计的设计理论、设计环境与设计工具等各种相关技术的总称。它们能使设计工作达到集成化、网络化与智能化，以达到设计质量高、成本低和设计周期短的目标，其特点是CAD功能覆盖设计全过程，各种计算机辅助技术和工具得到充分的运用。现代CAD技术研究的内容包括：研究现代设计理论和方法(并行设计、协同设计、虚拟设计、分形设计等)；研究与设计环境相关的技术(协同设计环境的支持技术、协同设计的管理技术)；研究与设计工具相关的技术(产品数字化定义及建模技术、基于PDM的产品数据管理与过程管理技术、集成化智能化技术等)。

9.4 工程机械计算机辅助设计应用实例

9.4.1 液压挖掘机工作装置虚拟样机仿真分析

液压挖掘机的传统设计制造和测试周期长、成本高，很难满足当前经济发展的需要，虚拟样机技术的引入很好地解决了上述难题。虚拟样机技术的应用软件——机械系统动力学分析软件ADAMS，可以对液压挖掘机进行快速仿真分析。本实例针对某厂生产的液压挖掘机，为其工作装置建立了虚拟样机模型，对挖掘机工作装置进行运动学仿真分析，验证机构设计的合理性。

1. 样机模型的前处理

首先在Pro/E中完成了液压挖掘机虚拟样机三维实体建模工作，再把建好的样机几何模型转换和导入到ADAMS/View环境中，并在ADAMS/View环境下为样机几何模型添加约束、载荷等。

2. 模型检验

样机模型建成以后，可以用模型检验工具来检查错误，如模型运动副对齐不准和零件约束不当等。

3. 动臂液压缸工作方式运动仿真

当采用动臂液压缸工作方式进行挖掘时(只有动臂液压缸工作，斗杆液压缸与铲斗液

压缸不工作)，斗齿的轨迹是以动臂与机架铰接点，斗齿至该铰接点距离为半径的圆弧线，可以得到最大挖掘半径和最长挖掘行程。在液压缸和活塞杆之间的移动副上添加驱动来模拟挖掘机的运动过程。这里，各个液压缸的驱动函数为 STEP 函数，具体设置如下：在斗杆液压缸移动副处添加运动，运动方式为位移，输入运动函数：step(time，0，0，0.5，1.315)，即调整斗杆液压缸处于全缩状态。在铲斗液压缸移动副处添加运动，运动方式为位移，输入运动函数：step(time，0.5，0，1.0，0.725)，即调整铲斗液压缸处于全缩状态。在动臂液压缸移动副处添加运动，运动方式为位移，输入运动函数：step(time，1.0，0，1.5，−0.51)+ step(time，1.5，0，3.5，0.765)，调整动臂先收缩，再伸长，从而完成动臂挖掘工作。动臂 STEP 函数的曲线图如图 9.1 所示。

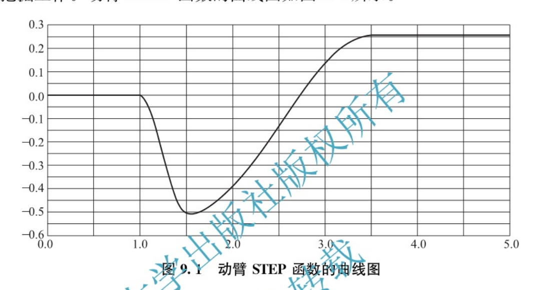


图 9.1　动臂 STEP 函数的曲线图

为得到挖掘机运动学的各个参数，建立测量位移函数为 DY ( )或( )DZ ，从而测得齿尖沿 y 方向与 z 方向的位移，得到最大挖掘半径。动臂液压缸工作仿真曲线如图 9.2、图 9.3 所示。

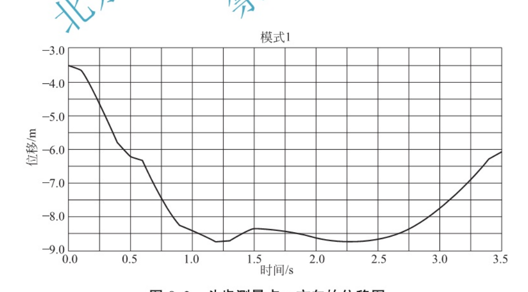


图 9.2　斗齿测量点 y 方向的位移图

在 ADAMS/Postprocessor 可以得到上述曲线，从中可以查看曲线数据点的最大值、最小值和平均值。单以动臂液压缸挖掘时得到的数据如下：y 方向的最小值为−8761.4mm，最大值为−3518.5mm；z 方向的最小值为−5416.2mm，最大值为 3631.1mm。从而得到挖掘机的最大挖掘半径为 8761.4mm。通过创建轨迹曲线可以得到挖掘机齿尖的运动轨迹，如图 9.4 所示。

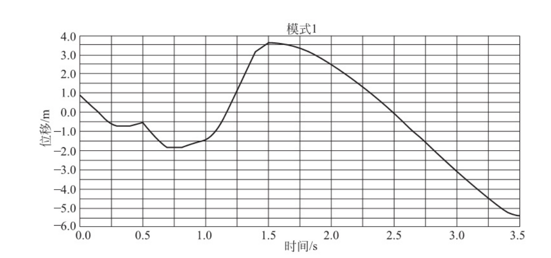


图 9.3　斗齿测量点 z 方向的位移图

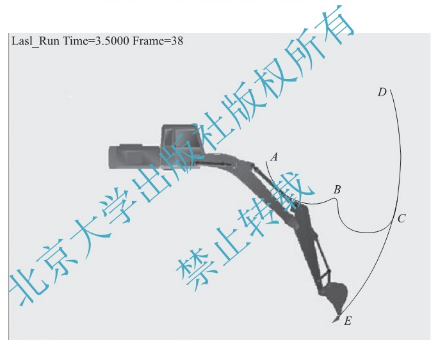


图 9.4　动臂仿真运动轨迹图

图 9.4 中 AB、BC 轨迹曲线分别为调整斗杆、铲斗至全缩状态的运动轨迹，较长的轨迹曲线 CD、DE 为先调整动臂全伸，再调整到全缩的运动轨迹。

4. 斗杆液压缸工作方式运动仿真

挖掘机以斗杆液压缸方式进行挖掘时，保持动臂、铲斗的姿态不变，在斗杆液压缸上设定驱动函数，使斗杆在斗杆液压缸的驱动下，绕着动臂与斗杆的铰接点转动。斗的挖掘轨迹系以动臂与斗杆的铰点为中心，斗齿尖至该铰点的距离为半径所作的圆弧线，同样，弧线的长度与包角取决于斗杆液压缸的行程。当动臂位于最大下倾角并以斗杆液压缸进行挖掘工作时，可以得到最大的挖掘深度尺寸。在较坚硬的土质条件下工作时，能够保证装满铲斗，故中小型挖掘机在实际工作中常以斗杆液压缸工作进行挖掘。各个液压缸的驱动函数为：动臂液压缸移动副处输入运动函数为 step(time，0，0，0.3，0.255)，调动臂液压缸全缩，铲斗液压缸移动副处输入运动函数为 step(time，0.3，0，1，0.68)，调整铲斗液压缸，使动臂与斗杆的铰接点 I、斗杆与铲斗的铰接点 M 和斗齿点三点位于一条直线

上。斗杆液压缸移动副处输入运动函数为 step(time，1.0，0，1.5，1.315)+step(time，1.5，0，2.5，-1.338)，调整斗杆液压缸先收缩，再伸长，从而完成斗杆挖掘工作。斗杆的 STEP 函数的曲线图如图 9.5 所示。

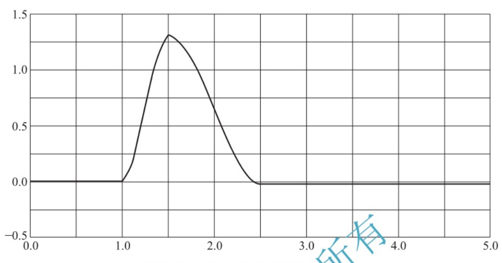


图 9.5　斗杆 STEP 函数的曲线图

液压挖掘机以斗杆液压缸工作方式进行仿真挖掘时，得到的仿真结果 y 方向与 z 方向的位移曲线，如图 9.6、图 9.7 所示。

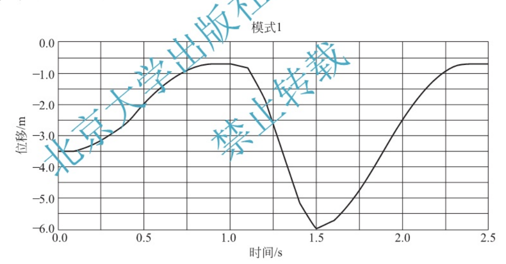


图 9.6　斗齿测量点 y 方向的位移图

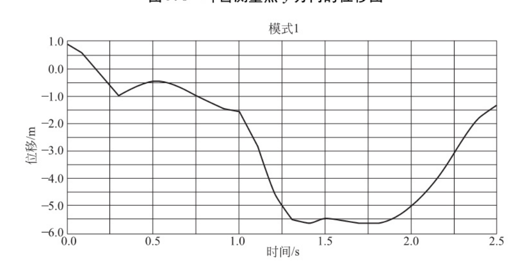


图 9.7　斗齿测量点 z 方向的位移图

单以斗杆液压缸挖掘时，在后处理模块中可以得到的数据如下：y 方向的最小值为 −5960.6mm，最大值为 −695.7mm；z 方向的最小值为 −5651.1mm，最大值为 867.1mm。从而得到挖掘机的最大挖掘深度为 5651.1mm。挖掘机斗齿齿尖的运动轨迹如图 9.8 所示。

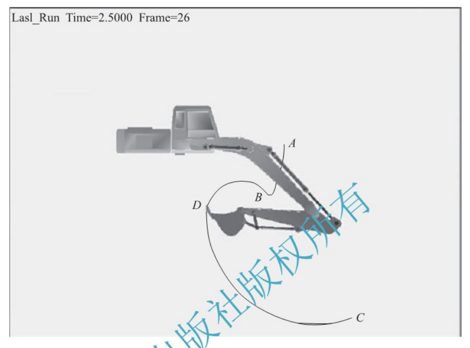


图 9.8 挖掘机斗齿齿尖的仿真运动轨迹图

图 9.8 中，斗齿尖上侧上端较短曲线 AB 为调整动臂至全缩状态，中间较长曲线 BC 为调整动臂与斗杆的铰接点 I，斗杆与铲斗的铰接点 M，斗齿点三点位于一条直线上的运动轨迹，CD 轨迹曲线为调整斗杆液压缸由全缩到全伸的运动轨迹。

5. *铲斗液压缸工作方式运动仿真*

挖掘机仅以铲斗液压缸工作进行挖掘时，挖掘轨迹是以铲斗与斗杆铰点为圆心，斗齿至该铰点距离为半径的圆弧线。弧线长度取决于铲斗转角。由于铲斗挖掘方式较前两种挖掘方式的挖掘行程较短，要使铲斗在挖掘行程结束时能装满土壤，需要有较大的挖掘力以保证能挖掘较大厚度的土壤，所以一般挖掘机的斗齿最大挖掘力都在采用铲斗液压缸工作时实现。采用铲斗液压缸进行挖掘常用于清除障碍，挖掘较松软的土壤以提高生产率，因此，在一般土方工程挖掘中(土壤多为Ⅲ级土以下)转斗挖掘最常采用。

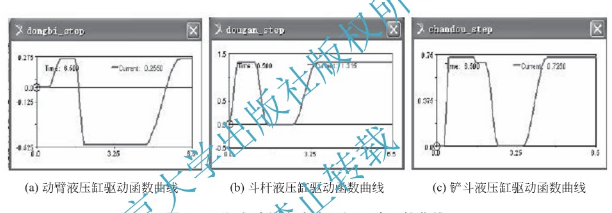
6. *顺序动作工作方式的仿真*

当液压挖掘机工作装置的结构形式及结构尺寸已定时，液压挖掘机铲斗齿尖轨迹的包络图也将是确定的，即挖掘机所能达到的挖掘范围是确定的。在动臂液压缸、斗杆液压缸和铲斗液压缸运动仿真的基础上可以进行多个过程的仿真分析。这里通过液压挖掘机虚拟样机的 ADAMS 运动学仿真，采用顺序动作方式检验挖掘机的挖掘工作范围，测定挖掘机的主要作业尺寸如最大挖掘半径、最大挖掘深度、最大挖掘高度、最大卸载高度、最小旋转半径等参数。为此，暂不考虑挖掘机回转装置相对于行走装置的旋转运动。所谓顺序动作方式是指在挖掘机工作的时候各个液压缸是依次收缩或伸出。比如挖掘的时候，先下降动臂，再收回斗杆，最后用铲斗进行挖掘。

顺序工作方式仿真的思路是，在动臂液压缸、斗杆液压缸和铲斗液压缸上分别设置不同的驱动函数，调节液压缸的伸缩行程，以获得挖掘机的工作范围。在液压缸移动副约束处添加移动驱动，运动方式为位移，运动函数输入相应的 STEP 函数。各个液压缸的 STEP 函数的具体设置如下。

定义动臂液压缸的驱动方程 STEP 函数为 step(time，0.5，0，1.0，0.255)＋step(time，1.6，0，2.0，－0.765)＋step(time，4.5，0，6.0，0.765)，定义斗杆液压缸的驱动方程 STEP 函数 step(time，0，0，0.3，1.315)＋step(time，1.0，0，1.5，－1.338)＋step(time，2.5，0，3.5，1.338)，定义铲斗液压缸的驱动方程 STEP 函数为 step(time，0.3，0，0.5，0.725)＋step(time，1.5，0，1.6，－0.045)＋step(time，2.0，0，2.5，－0.68)＋step(time，3.5，0，4.5，0.725)。

以上定义 STEP 函数的依据是挖掘机工作装置的实际运动驱动和挖掘机液压缸的理论行程，液压缸的驱动函数曲线如图 9.9 所示。其中图 9.9(a)代表动臂液压缸驱动函数曲线，图 9.9(b)代表斗杆液压缸驱动函数曲线，图 9.9(c)代表铲斗液压缸驱动函数曲线。



(a) 动臂液压缸驱动函数曲线　(b) 斗杆液压缸驱动函数曲线　(c) 铲斗液压缸驱动函数曲线

图 9.9　顺序动作方式液压缸驱动函数曲线

在设置好驱动后，运行 ADAMS 软件的仿真模块 ADAMS/Solver，进行仿真运算。从而得出铲斗齿尖仿真的运动轨迹如图 9.10 所示。

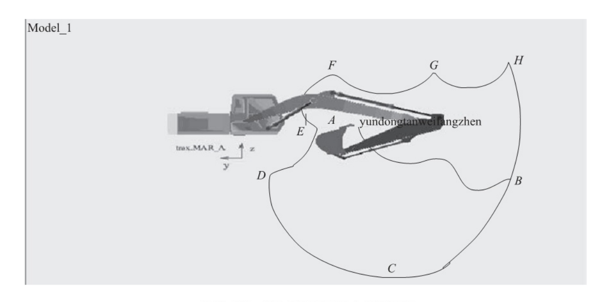


图 9.10　液压挖掘机的工作范围

仿真过程依次为：从图 9.10 工作范围的 A 点开始(即从挖掘机停机状态开始)调整斗杆、铲斗液压缸到全缩状态(AB 弧线)、调整动臂液压缸到全缩状态(BC 弧线)、斗杆液

压缸由全缩到全伸状态(*CD* 弧线)、动臂液压缸由全缩到全伸状态(*DE* 弧线)、铲斗液压缸由全缩到全伸状态(*EF* 弧线)、斗杆液压缸由全伸到全缩状态(*FG* 弧线)、铲斗液压缸由全伸到全缩状态(*GH* 弧线)、动臂液压缸由全伸到全缩(*HC* 弧线)状态的运动轨迹。其中，在挖掘过程中为了防止铲斗中土壤洒落，对铲斗进行了一次姿态调整。作业范围包络图中可能有部分区间靠近甚至深入到挖掘机停机点以下，这一范围的土壤虽能挖及，但可能引起土壤的崩塌而影响挖掘机的稳定和安全工作，除有条件的挖沟作业(作业宽度小于挖掘机履带内侧距离)外一般不使用。

得到挖掘机的工作范围后，可以根据挖掘机主要作业尺寸的定义，在图 9.11 中标明主要参数，图中 *A* 表示停机面最大挖掘半径，*B* 表示最大挖掘深度，*C* 表示最大挖掘高度，*E* 表示最大卸载高度，*F* 表示最大挖掘半径。

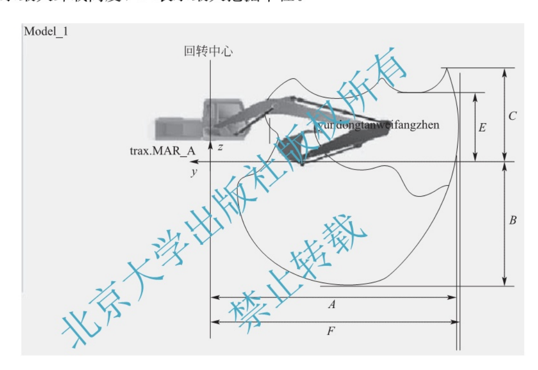


图 9.11 液压挖掘机主要作业尺寸

顺序工作方式仿真结果曲线如图 9.12 所示，图中虚线为铲斗齿尖测量点 *y* 方向的仿真曲线，实线为铲斗齿尖测量点 *z* 方向的仿真曲线。

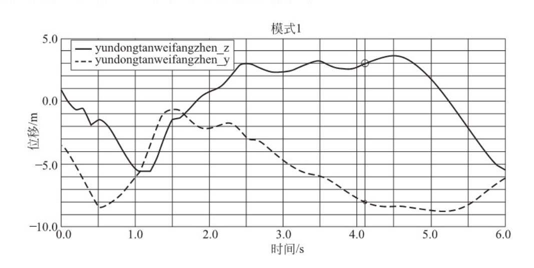


图 9.12 铲斗齿尖测量点 *y* 和 *z* 方向位移曲线图

从图 9.12 中，可以得到液压挖掘机的主要作业尺寸的仿真值，具体如下：停机面的最大挖掘半径 A 的仿真值 8738.8mm（当 $z=0$ 时）；最大挖掘深度 B 的仿真值是 5651.1mm。最大挖掘高度 C 的仿真值是 3632.8mm。最大卸载高度 E 的仿真值是 2521.4mm。最大挖掘半径 F 的仿真值是 8761.4mm。

根据最小半径的定义，当挖掘机动臂、斗杆、铲斗液压缸的活塞杆全伸出时，即 $t=2.5$s 时，斗杆上建立标记点（斗杆上距挖掘机回转轴最远的点）的 y 方向的位移，即为要测量的最小旋转半径 G 的仿真值，其值为 4559.4mm。在整个顺序动作方式仿真过程中标记点的位移曲线如图 9.13 所示。

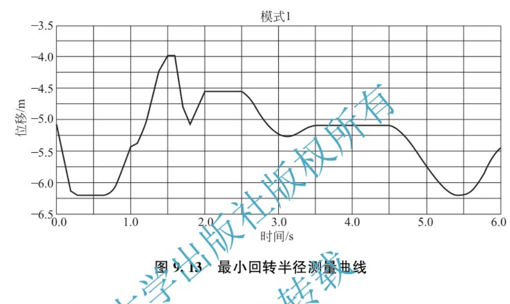


图 9.13　最小回转半径测量曲线

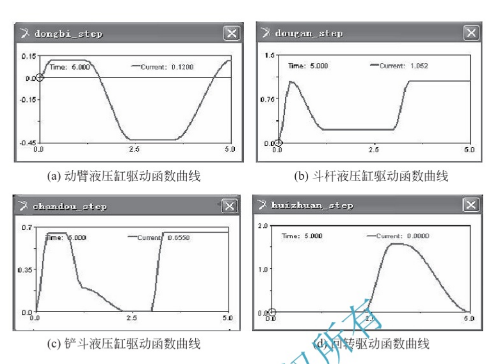
7. 复合动作工作方式的仿真

复合动作工作方式是指在挖掘机工作的时候，2 个或 3 个液压缸同时动作进行挖掘作业。这种工作方式极大地利用了发动机及油泵的功率，节约了工作时间，提高了工作效率。所以在正式挖掘作业中使用较多。

复合运动工作方式主要作业过程降臂—挖掘—提升—回转—卸料—回转—降臂……下面以某一工况为例来模拟这一动作过程。通过在动臂液压缸、斗杆液压缸及铲斗液压缸移动约束处添加移动驱动函数（STEP 函数），运动方式为位移，在回转装置和行走装置的旋转副处添加转动驱动函数（STEP 函数），运动方式为位移，来实现挖掘机的复合动作。各个液压缸和旋转驱动的 STEP 函数的具体设置如下。

定义动臂液压缸的驱动方程 STEP 函数为 step(time，0，0，0.3，0.12)＋step(time，1.2，0，2.4，－0.550)＋step(time，3.5，0，5.0，0.550)，定义斗杆液压缸的驱动方程 STEP 函数为 step(time，0，0，0.3，1.05)＋step(time，0.3，0，1.2，－0.823)＋step(time，3.0，0，3.4，0.825)，定义铲斗液压缸的驱动方程 STEP 函数为 step(time，0，0，0.3，0.65)＋step(time，0.8，0，1.2，－0.45)＋step(time，1.2，0，2.4，－0.20)＋step(time，3.0，0，3.3，0.655)，定义回转运动副上的驱动方程 STEP 函数为 step(time，2.3，0，3.0，90d)＋step(time，3.3，0，5.0，－90d)。

各个液压缸和回转副的驱动函数曲线如图 9.14 所示。其中图 9.14(a)代表动臂液压缸驱动函数曲线，图 9.14(b)代表斗杆液压缸驱动函数曲线，图 9.14(c)代表铲斗液压缸驱动函数曲线，图 9.14(d)代表回转驱动函数曲线。



(a) 动臂液压缸驱动函数曲线　(b) 斗杆液压缸驱动函数曲线

(c) 铲斗液压缸驱动函数曲线　(d) 回转驱动函数曲线

图 9.14　复合动作方式液压缸驱动函数曲线

在设置好驱动后，运行 ADAMS 软件的仿真模块 ADAMS/Solver，进行仿真运算。从而得出铲斗齿尖仿真的运动轨迹如图 9.15 所示。

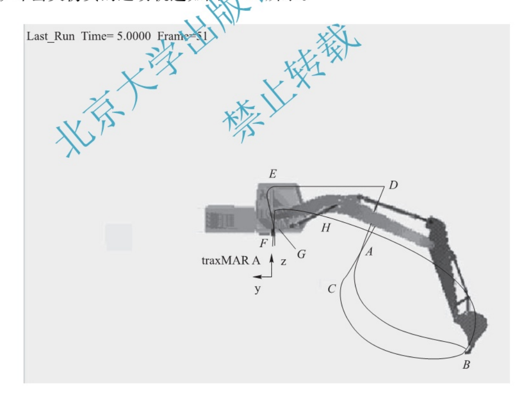


图 9.15　复合动作方式下铲斗齿尖的运动轨迹示意图

在图 9.15 中，根据复合动作方式挖掘的过程，铲斗斗齿尖从封闭曲线的外侧(A 点即停机点)开始降臂，下降 AB 弧段到挖掘地点 B 点后，进行挖掘(BC 弧段)。挖掘完成后提臂(CD 弧段)到距地面 1.16m 处并同时回转 90°(DE 弧段)，回转到卸料位置后(E 点)开始卸料(EFG 段)，完成后反向回转(GH 弧段)并降臂到挖掘地点(HB 弧段)，进行下一次挖掘动作。

复合工作方式仿真结果曲线如图 9.16 所示，图中短虚线为斗齿测量点 x 方向的仿真曲线，长虚线为斗齿测量点 y 方向的仿真曲线，实线为斗齿测量点 z 方向的仿真曲线。

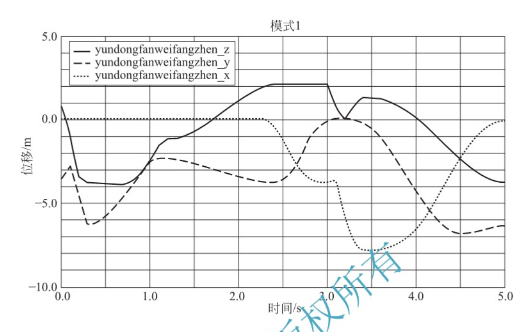


图 9.16　复合动作方式斗齿测量点动作位移图

从仿真结果曲线可以看出，挖掘机的铲斗斗齿齿尖的位移是不断变化的，符合挖掘机的复合动作方式工作特点，与实际工作的情况是一致的。从挖掘机进入挖掘地点开始，到动臂提升到一定的高度，铲斗斗齿的运动轨迹主要发生在竖直平面内，即只在 yoz 平面内运动，沿 x 方向的位移为零。从挖掘机回转开始到卸载完成返回工作地点，铲斗斗齿的运动轨迹是在空间坐标系中变动的。

此种挖掘方式下挖掘机的挖掘深度为 3878.2mm，卸载高度为 11.4mm。

液压挖掘机复合动作方式下挖掘时，完成一个工作循环同时工作的液压缸见表 9-1。

表 9-1　液压挖掘机复合动作挖掘时的液压缸工作列表

驱动名称	降臂	挖掘	提臂	回转	卸料	反回转
动臂液压缸驱动	√		√	√		√
斗杆液压缸驱动	√	√			√	√
铲斗液压缸驱动	√	√	√	√	√	
回转驱动				√		√

9.4.2　基于 UG 和 ADAMS 的齿轮啮合虚拟装配

齿轮啮合传动是机械设备中应用最广泛的动力和运动传递装置，其力学行为和工作性能对整个机器有重要影响。如何准确地掌握齿轮传动的力学特性及运动特点，对于齿轮系统的可靠性设计、校核计算及故障诊断具有重要作用。通过利用 UG 参数化建模及虚拟装配的强大功能，根据标准渐开线方程建立直齿圆柱齿轮的准确模型，可以实现齿轮的虚拟装配。利用 ADAMS 的数据交换接口，将 UG 5 系统中生成的几何数据导入 ADAMS/View 2005 模块中，而后在该精确模型上建立齿轮传动系统动力学仿真模型，通过仿真计

算，可验证齿轮参数化建模及传动系统建模过程的合理性。

1．齿轮的参数化建模

参数化建模是指用参数表达式来表示零件的尺寸关联和属性，工程技术人员可以通过修改零件的特定参数和属性，然后根据相关联的尺寸表达式引起整个模型的变化，从而得到所需零件模型。设计渐开线齿轮时，需要解决的关键问题是确定渐开线方程，只有输入正确的方程，才能保证模型的正确。当确定渐开线后，通过变换确定另一半渐开线，再通过拉伸确定单个齿槽，最后通过关联复制获得完整的齿轮。

（1）参数设计。渐开线直齿圆柱齿轮的啮合参数见表9－2，关系表达式见表9－3。

表9－2　齿轮啮合参数

参数	齿轮1	齿轮2	参数	齿轮1	齿轮2
齿数 z/个	24	16	分度圆直径 d/mm	96	64
模数 m/mm	4	4	基圆直径 d_b/mm	90.2	60.1
压力角 α/(°)	20	20	齿顶圆直径 d_a/mm	104	72
齿顶高系数 h_a	1	1	齿根圆直径 d_f/mm	86	54
顶隙系数 c	0.25	0.25	齿宽 b/mm	0	0

表9－3　关系表达式

分度圆直径	齿顶圆直径	齿根圆直径	基圆直径
$d=mz$	$d_a=m(z+2h_a)$	$d_f=mz-2m(h_a+c)$	$d_b=mz\cos\alpha$

（2）渐开线的生成。在UG环境下进行直齿圆柱齿轮的参数化设计，需要解决的关键问题是渐开线齿廓的绘制。渐开线的直角参数方程为

$$x=r_b(\cos\alpha+\mu\sin\mu)$$
$$y=r_b(\sin\mu-\mu\cos\mu) \tag{9-1}$$

式中，x、y 为渐开线上任一点的直角坐标值；r_b 为基圆半径；u 为渐开线发生线在基圆上的滚动角度。

执行UG中“工具”菜单下“表达式”命令，输入渐开线表达式的内容见表9－4，需注意内部变量和滚动角度变化值应设置为恒定。

表9－4　参数化表达式

起始角度	终止角度	定义基圆半径	定义内部变量	滚动角度变化值	渐开线上的点 x、y 方向坐标值
$a=0$	$b=60°$	$r_b=R$	$t=0$	$u=(1-t)a+tb$	$x_t=r_b\cos\mu+$ $r_b\mathrm{rad}(\mu)\sin\mu$ $y_t=r_b\sin\mu-$ $r_b\mathrm{rad}(\mu)\cos\mu$

以齿轮1为例对直齿圆柱齿轮进行参数化设计。执行“规律曲线”命令，生成齿轮渐开线，并利用基本曲线命令分别建立齿顶圆、分度圆、齿根圆等辅助曲线。为了得到完整

的齿槽，在生成单个齿槽时，要避免修剪误差，齿顶圆的直径应比实际的大 2～5mm。生成的渐开线及辅助曲线如图 9.17 所示。

(3) 单个齿槽的创建。通过执行“直线”命令，过同心圆的圆心引一直线到分度圆与渐开线的交点，将此直线以圆心为基点旋转 $\frac{360^\circ}{4z}$。然后以此直线为镜像线，利用“变换”将渐开线“镜像”复制 1 个，用齿顶圆、齿根圆修剪渐开线，生成 1 个完整的齿槽截面曲线，如图 9.18 所示。

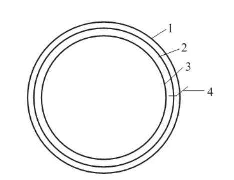


图 9.17　直齿圆柱齿轮渐开线及辅助曲线图

1—齿顶圆；2—分度圆；3—齿根圆；4—渐开线

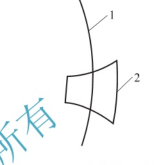
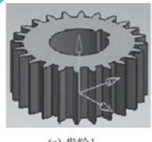


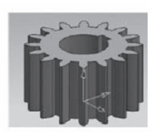
图 9.18　齿槽截面曲线图

1—分度圆；2—齿槽截面曲线

(4) 完整齿轮的创建。执行“关联复制”命令，选取刚生成的齿槽，以 z 轴为圆形阵列中心，设置实例命令数字为 z 个(齿轮的齿数)，角度为$\frac{360^\circ}{z}$，创建精确的齿轮模型，如图 9.19(a)所示。利用创建齿轮 1 的数据，编辑齿轮参数，创建齿轮模板。通过执行“部件族”命令，制作电子表单，完成齿轮零件库的创建。在齿轮零件库中，根据齿轮 2 的参数对零件库进行修改，生成齿轮 2 的精确模型，如图 9.19(b)所示。



(a) 齿轮1



(b) 齿轮2

图 9.19　齿轮的精确模型

2. 虚拟装配

一对外啮合齿轮的装配方法有全约束装配和运动副装配，所谓全约束装配是空间 6 个自由度全部被限制，机构不能相对运动；运动副装配是按照机构自身的运动特点适当限制部分自由度，使机构能达到沿某个方向运动的要求。UG 装配有自顶向下、自底向上和混合装配 3 种方法。在自顶向下装配中，首先设计完成装配体，并在装配体中创建零件模型，然后将其中子装配体或单个可以直接用于加工的零件模型另外存储。在自底向上装配中，首先创建零部件模型，再组合成子装配体，最后生成装配部件。在混合装配中，是将自顶向下装配和自底向上装配结合在一起进行装配。在虚拟装配中，零部件的几何体是被

装配引用，而不是复制到装配中，不管如何编辑零部件和在何处编辑零部件，整个装配部件保持关联性，如果修改某些零部件，则引用它的装配件自动更新，反映零部件的最新变化。

渐开线齿轮装配时，因为两者在节圆处相切，所以一般采用先通过在2个齿轮的轮廓节圆处建立与轮齿表面相切的基准平面及与之相垂直的法平面，再将基准平面与法平面进行偏移处理获得齿轮的装配图。该方法在UG环境下虽然适用，但是基准平面和法平面的建立却是一个难点，并且轮齿发生干涉的可能性会大大增加。在UG环境下，采用自底向上的装配方法，分别过齿轮1、齿轮2的轮齿曲面，建立垂直于其分度圆的辅助线，然后根据齿轮1、齿轮2啮合的中心距，通过配对类型的“距离”“对齐”命令即可完成齿轮的精确装配。具体方法如下。

(1) 在齿轮1、齿轮2上分别建立辅助直线 AB、CD。如图9.20所示，点 A、B、C、D 分别为齿轮齿廓曲线与对应的齿轮端面分度圆 O_1、O_2、O_3、O_4 的交点。

(2) 执行“添加组件”命令，定位设置为“绝对原点”，引用集设置为“整个模型”，添加齿轮1的模型。定位更改为“配对”，其他设置不变，添加齿轮2的模型。

(3) 通过设置配对类型为“距离”，过滤器为“基准轴”，选择2个齿轮的中心轴，在“距离表达式”输入啮合齿轮的中心距。单击“应用”按钮，保证齿轮中心距的安装。

(4) 设置配对类型为“对齐”，过滤器为“直线”，分别选择直线 AB、CD，单击“应用”按钮，保证啮合齿轮在节圆处相切。

(5) 设置配对类型为“对齐”，过滤器为“面”，分别选择两齿轮的端面，单击“应用”按钮，保证啮合齿轮的中心在同一平面上。完成啮合齿轮装配后的图形如图9.21所示。

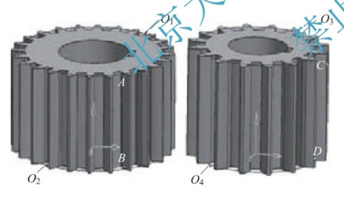


图9.20 齿轮的辅助曲线图

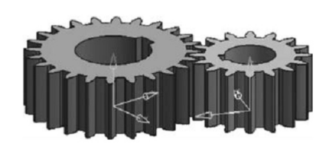
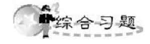


图9.21 齿轮装配图

3. UG与ADAMS的数据交换

在UG 5.0环境下导出STEP、IGES、DXF、DWG和Parasolid五种常用的格式文件。经ADAMS/View 2005数据接口对上述图形数据文件进行导入，实验发现采用Parasolid格式的文件可以成功导入，并且完整地保留UG中齿轮装配模型的各种细节特征。一般先利用ADAMS进行运动仿真，根据啮合齿轮的角速度和齿数分别计算齿轮系统的传动比，如果结果完全相同，即可证实齿轮参数化建模及传动系统建模的过程合理可行，将此作为齿轮系统运动学、动力学的仿真分析模型。



1. 填空题

(1) 利用 ADAMS 软件可对虚拟机械系统进行__________、__________和__________分析。

(2) ADAMS 软件的仿真可用于预测机械系统的性能、__________、__________、__________及计算有限元的输入载荷等。

(3) 目前参数化技术的工程应用主要有 3 种方式，即____________、____________和________________。

(4) 具有唯一性、一致性和可操作性应是 CAD/CAE/CAM 系统工程数据库的__________。

2. 名词解释

(1) CAD；(2) CAE。

3. 简答题

(1) 简述 CATIA 软件和 Pro/ENGINEER 软件的主要特点及主要的功能模块。

(2) 虚拟样机技术与传统的基于物理样机的产品设计技术相比具有哪些特点?

(3) 现代 CAD 技术研究的主要内容有哪些?